



Universidad  
Carlos III de Madrid

**Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

Grado en Ingeniería Mecánica

**ESTUDIO TERMOECONÓMICO PARA LA  
HIBRIDACIÓN SOLAR TÉRMICA DE UNA  
CENTRAL DE CICLO COMBINADO (ISCC)**

Autor: Rafael Pérez Álvarez

Tutor: Javier Villa Briongos

Leganés, Julio de 2015



# PROYECTO FIN DE GRADO

## ESTUDIO TERMoeCONÓMICO PARA LA HIBRIDACIÓN SOLAR TÉRMICA DE UNA CENTRAL DE CICLO COMBINADO (ISCC)

**Autor: Rafael Pérez Álvarez**

**Tutor: Javier Villa Briongos**

### EL TRIBUNAL

Presidente: Mario Sánchez Sanz

Secretario: Pablo Ángel García Salaberri

Vocal: Álvaro Vaz Romero Santero

## Resumen

En la sociedad actual se está desarrollando una nueva corriente de pensamiento orientada hacia un futuro más sostenible. Esta forma de pensar se debe por un lado al agotamiento de los combustibles fósiles y por otro lado al cambio climático. La dirección que se está siguiendo hacia este futuro sostenible es la utilización, cada vez mayor, de las energías renovables.

El presente proyecto combina la utilización de las tecnologías actuales de producción de electricidad con energías renovables. Para ello se valorará la viabilidad termodinámica, medioambiental y económica de realizar una hibridación en una central térmica. La central escogida para realizar el estudio es la central de ciclo combinado *Bèsos V*, situada en Barcelona y que lleva en funcionamiento desde el año 2011.

Para realizar la hibridación se utilizará energía solar, que será aprovechada a través del uso de colectores cilíndrico parabólicos. En los cuales se calculará la potencia térmica que pueden obtener en dicha localización, además del número de colectores que serían necesarios para satisfacer una determinada potencia térmica.

Se estudiará la conexión entre el campo solar y el ciclo de potencia que ofrezca las mejores propiedades, con la potencia térmica del campo de colectores escogida. Observando que dicho punto se encuentra a la salida de la turbina de recalentamiento para las potencias estudiadas.

Por último se estudiará la viabilidad económica y medioambiental de la hibridación, valorando si la implantación de este tipo de centrales es una alternativa aceptable en España.



## **Abstract**

In today's society it is developing a new way of thinking, oriented to a more sustainable future. This way of thinking is due in part to the depletion of fossil fuels and secondly to climate change. The way is following towards this sustainable future is the use, increasingly, of renewable energy.

This project combine the use of existing technologies for electricity production with renewable energies. To do thermodynamics, environmental and economic viability of hybridization in a power plant will be assessed. The central chosen for the study is the plant of combined cycle Bèsos V, located in Barcelona and has been operating since 2011.

To make this hybridation will be used solar energy, which will be exploited through the use of parabolic trough collectors. In which the thermal power that can be obtained in this location and the number of collectors that would be required to meet a certain thermal power.

Will be studied the connection between the solar field and power cycle that offers the best properties. Noting that best point is the output of the turbine reheat to potency studied.

Finally the economic and environmental feasibility study of hybridization, assessing whether the implementation of such plants is an acceptable alternative in Spain.

# Contenido

1. Introducción .....	1
1.1 Situación energética mundial .....	1
1.1.1 Problemas energéticos .....	1
1.1.1.1 Problema medioambiental .....	1
1.1.1.2 Crisis económica .....	4
1.2 Tecnologías participantes en la generación energética .....	5
1.2.1 Energías fósiles .....	5
1.2.1.1 Petróleo .....	6
1.2.1.2 Gas natural .....	7
1.2.1.3 Carbón .....	8
1.2.2 Energía nuclear .....	9
1.2.3 Energías renovables .....	10
1.2.3.1 Energía hidráulica .....	11
1.2.3.2 Energía eólica .....	12
1.2.3.3 Biomasa .....	14
1.2.3.4 Energía solar .....	15
1.2.3.5 Energía geotérmica .....	16
1.3 Panorama energético español .....	17
1.4 Cambio hacia un futuro sostenible .....	18
2. Ciclos combinados .....	19
2.1 Panorama actual .....	19
2.1.1.1 Evolución del factor de utilización .....	21
2.2 Operación de las centrales de ciclo combinado .....	23
2.2.1 Objetivos claves en la gestión de la operación .....	24
2.2.2 Variaciones de carga .....	25
2.2.2.1 Máxima carga .....	25
2.2.2.2 Mínimo técnico .....	26
2.2.2.3 Variaciones de carga .....	26
2.3 Emisiones .....	27

2.3.1	Emisiones atmosféricas .....	27
2.3.1.1	CO <sub>2</sub> .....	28
2.3.1.2	CO .....	28
2.3.1.3	SO <sub>2</sub> y NO <sub>x</sub> .....	28
2.3.1.4	Partículas sólidas .....	29
2.3.2	Control de las emisiones atmosféricas .....	30
2.3.3	Vertidos .....	30
2.3.4	Ruidos .....	31
2.4	Ventajas y desventajas .....	32
2.5	Caso de estudio .....	32
2.5.2	Localización e historia .....	32
2.5.3	Disposición y funcionamiento .....	33
2.5.4	Simulación de la central en CyclePad .....	36
3.	Energía termosolar .....	40
3.1	Principales tecnologías .....	40
3.1.1	Receptor central .....	41
3.1.2	Discos parabólicos .....	42
3.1.3	Colectores lineales Fresnel .....	43
3.1.4	Colectores cilíndrico-parabólicos .....	44
3.1.4.1	Estructura soporte .....	45
3.1.4.2	Concentrador .....	45
3.1.4.3	Tubo absorbedor .....	46
3.1.4.4	Sistema de seguimiento .....	47
3.2	Ventajas e inconvenientes de la energía solar .....	48
3.3	Motivos de realizar la hibridación con energía solar .....	49
4.	Cálculo del campo de colectores cilíndrico-parabólicos .....	51
4.1	Datos .....	51
4.1.1	Datos meteorológicos y ambientales .....	52
4.1.2	Sistema de concentración .....	54
4.1.2.1	Colector .....	54
4.1.2.2	Tubo receptor .....	55
4.1.2.3	Fluido de transferencia .....	55



4.2	Cálculos ópticos .....	58
4.3	Cálculos térmicos .....	59
5.	Hibridación del ciclo combinado .....	62
5.1	Potencia de diseño 150 MW .....	63
5.1.1	Alternativa 1 .....	63
5.1.1.1	Funcionamiento a potencia máxima .....	64
5.1.1.2	Funcionamiento a bajas emisiones .....	66
5.1.1.3	Resultados del ciclo .....	68
5.1.2	Alternativa 2 .....	69
5.1.2.1	Funcionamiento a potencia máxima .....	70
5.1.2.2	Funcionamiento a bajas emisiones .....	71
5.1.2.3	Resultados del ciclo .....	73
5.1.3	Alternativa 3 .....	74
5.1.3.1	Funcionamiento a potencia máxima .....	75
5.1.3.2	Funcionamiento a bajas emisiones .....	77
5.1.3.3	Resultados del ciclo .....	79
5.1.4	Comparación con entre ciclo hibridado y original .....	79
5.2	Potencia de diseño 60 MW .....	80
5.2.1	Alternativa 4 .....	80
5.2.2	Alternativa 5 .....	83
5.2.3	Comparación con entre ciclo hibridado y original .....	86
6.	Estudio económico .....	87
6.1	Costes .....	87
6.1.1	Inversión .....	87
6.1.2	Costes de mantenimiento y operación .....	89
6.1.3	Costes de combustible .....	89
6.2	Precio de la electricidad generada .....	91
6.3	Análisis de viabilidad .....	92
6.3.1	Flujos de caja .....	93
6.3.2	VAN .....	94
6.3.3	TIR .....	95
6.3.4	Pay Back .....	95

6.3.5	Resultados.....	96
7.	Estudio medioambiental.....	97
7.1	Emisiones teóricas .....	97
7.1.1	Consumo de combustible .....	98
7.1.2	Reacciones estequiométricas .....	102
7.2	Emisiones reales .....	105
8.	Conclusiones .....	101
9.	Bibliografía.....	112
10.	Anexos.....	118
10.1	Cálculos ópticos .....	118
10.1.1	Geometría solar.....	118
10.1.1.1	Declinación anual .....	119
10.1.1.2	Ángulo horario.....	120
10.1.1.3	Altura solar .....	120
10.1.1.4	Ángulo azimutal .....	120
10.1.1.5	Ángulo incidencia.....	121
10.1.2	Factor geométrico .....	121
10.1.3	Factor de interceptación.....	123
10.1.3.1	Factor de concentración.....	123
10.1.3.2	Errores ópticos .....	124
10.1.3.3	Ángulo de borde .....	125
10.1.3.4	Factor de interceptación.....	125
10.1.4	Rendimiento óptico .....	126
10.2	Cálculos térmicos .....	127
10.1.5	Potencia útil, longitud de colectores y rendimiento colector.....	128
10.1.6	Proceso de cálculo .....	134
10.3	Cálculo del rendimiento óptico de los colectores.....	136
10.4	Cálculo del campo solar .....	140
10.5	Cálculo de las emisiones teóricas de CO <sub>2</sub> .....	147
10.6	Cálculo de las emisiones contaminantes reales.....	153

## Nomenclatura

$A_{apertura}$	Área de apertura del colector
$A_b$	Área perdida por el efecto de las sombras
$A_e$	Área perdida por el efecto de borde
$A_f$	Factor geométrico
$A_g$	Área externa de la cubierta de cristal
$A_{perdida}$	Área perdida total
$A_r$	Área exterior del tubo receptor
$AST$	Hora de estudio
$C$	Factor de concentración
$C_{aleatorio}$	Costes aleatorios
$C_{comb}$	Costes de combustible
$C_{OM}$	Costes de operación y mantenimiento
$C_{paire}$	Calor específico del aire
$C_{pfluido}$	Calor específico del fluido caloportador
$D_{gi}$	Diámetro interior de la cubierta de cristal
$D_{go}$	Diámetro exterior de la cubierta de cristal
$D_i$	Diámetro interior del absorbedor
$D_o$	Diámetro exterior del absorbedor
$d_r$	Error no aleatorio del desplazamiento del receptor
$d_r^*$	Error universal no aleatorio del desplazamiento del receptor
$E_{generada}$	Energía generada por la central
$F_R$	Factor de eliminación de calor
$F'$	Factor de eficiencia del colector
$f$	Distancia focal del colector
$G_B$	Radiación directa
$h_{aceite}$	Entalpía del fluido caloportador
$h_c$	Coefficiente de pérdidas convectivas
$h_{fi}$	Coefficiente de transferencia de calor entre el fluido y la pared del tubo
$h_p$	Altura de la parábola
$h_r$	Coefficiente de pérdidas de radiación
$h_{r,c-a}$	Coefficiente de radiación linealizado desde la cubierta hasta el ambiente
$h_{r,r-c}$	Coefficiente de radiación linealizado desde el receptor hasta la cubierta
$h_{T_o}$	Entalpía de salida del fluido caloportador
$h_{T_i}$	Entalpía de entrada del fluido caloportador
$h_w$	Coefficiente de pérdidas de conducción
$I_o$	Inversión inicial
$i$	Tasa de interés
$K_{aire}$	Conductividad térmica del aire
$k_{absorbedor}$	Conductividad térmica del absorbedor
$k_{fluido}$	Conductividad térmica del fluido caloportador
$L_{colector}$	Longitud del colector

$LCOE$	Levelized cost of Energy
$LL$	Longitud
$m_{aire}$	Masa de aire seco
$\dot{m}_{comb}$	Gasto másico de combustible
$m_{CO_2}$	Masa de dióxido de carbono
$m_{CH_4}$	Masa de metano
$m_{C_2H_6}$	Masa de etano
$m_{C_3H_8}$	Masa de propano
$m_{C_4H_{10}}$	Masa de butano
$m_{C_2H_{12}}$	Masa de pentano
$\dot{m}_{fluido}$	Gasto másico de fluido caloportador
$m_{totalCO_2}$	Masa total de dióxido de carbono obtenida en la combustión
$N$	Día del año de estudio
$Nu$	Número de Nusselt
$P_{aire}$	Presión del aire
$PCI$	Poder calorífico inferior del combustible
$P_{electricidad}$	Precio de la electricidad
$Pr$	Número de Prandtl
$Q_u$	Energía útil recogida por el colector
$\dot{Q}_{caldera}$	Potencia térmica suministrada en las cámaras de combustión
$q'_u$	Energía útil recogida por el colector por unidad de longitud
$Re$	Número de Reynolds
$R_{g_{aire}}$	Constante universal del aire
$SM$	Múltiplo solar
$TIR$	Tasa interna de rentabilidad
$T_{aire}$	Temperatura del aire
$T_{amb}$	Temperatura ambiente
$T_g$	Temperatura de la cubierta de cristal
$T_i$	Temperatura de entrada del fluido caloportador
$T_m$	Temperatura media del fluido caloportador
$T_o$	Temperatura de salida del fluido caloportador
$T_r$	Temperatura del tubo receptor
$T_1$	Temperatura de entrada al compresor
$T_2$	Temperatura de salida real del compresor
$T_{2,i}$	Temperatura de salida ideal del compresor
$T_3$	Temperatura de salida de la cámara de combustión
$T_4$	Temperatura de salida de la turbina de gas
$t$	Periodo de vida de la instalación
$U_L$	Coeficiente de pérdidas
$U_o$	Coeficiente global de transferencia de calor
$V_{aire}$	Volumen ocupado por el aire
$VAN$	Valor actual neto
$V_{viento}$	Velocidad del viento
$v_{fluido}$	Velocidad del fluido caloportador
$W_a$	Apertura del colector
$\dot{W}_{c,i}$	Potencia ideal consumida por el compresor
$\dot{W}_{c,r}$	Potencia real consumida por el compresor

$\dot{W}_{neta}$	Potencia neta de la central de ciclo combinado
$\dot{W}_{turbina}$	Potencia obtenida en la turbina
$\alpha$	Altura solar
$\alpha_{absorbedor}$	Absortancia del absorbedor
$\beta$	Inclinación de los colectores
$\beta_a$	Error no aleatorio de desalineación angular
$\beta_a^*$	Error universal no aleatorio de desalineación angular
$\gamma$	Ángulo azimutal
$\gamma_a$	Relación entre el poder calorífico a presión constante y a volumen constante para el aire
$\delta$	Declinación anual
$\varepsilon_g$	Emisividad de la cubierta de cristal
$\varepsilon_r$	Emisividad del tubo receptor
$\eta$	Rendimiento del colector
$\eta_{cc}$	Rendimiento del ciclo combinado
$\eta_{combustión}$	Rendimiento de la combustión
$\eta_{compresor}$	Rendimiento del compresor
$\eta_o$	Rendimiento óptico del colector
$\eta_{turbina}$	Rendimiento de la turbina de gas
$\theta$	Ángulo de incidencia
$\pi$	Relación de compresión
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzman
$\sigma_a$	Error aleatorio
$\sigma_a^*$	Error universal aleatorio
$\tau_{cristal}$	Transmitancia de la cubierta de cristal
$\rho_{fluido}$	Densidad del fluido caloportador
$\rho_{espejo}$	Reflectividad del espejo
$\rho_{aire}$	Densidad del aire
$\mu_{fluido}$	Viscosidad del fluido caloportador
$\vartheta$	Factor de interceptación
$\varnothing$	Latitud
$\varphi_r$	Ángulo de borde
$\omega$	Ángulo horario
$\omega_{aire}$	Humedad relativa del aire



## Índice de tablas

- Tabla 1.1** Composición habitual del gas natural en función del país de origen.
- Tabla 2.1** Parámetros de operación de la turbina de gas.
- Tabla 2.2** Parámetros de operación de la turbina de vapor.
- Tabla 2.3** Parámetros de operación del condensador.
- Tabla 2.4** Parámetros de operación de la caldera de recuperación.
- Tabla 4.1** Localización de la central de ciclo combinado.
- Tabla 4.2** Datos meteorológicos de la localidad de Sant Adrià de Bèsos (Barcelona).
- Tabla 4.3** Radiación solar directa horaria para el día 13 de cada mes.
- Tabla 4.4** Datos meteorológicos para el diseño.
- Tabla 4.5** Propiedades del colector elegido.
- Tabla 4.6** Propiedades del tubo receptor elegido.
- Tabla 4.7** Propiedades del fluido caloportador Therminol VP1.
- Tabla 4.8** Parámetros ópticos del colector.
- Tabla 4.9** Resultados del dimensionamiento del campo solar.
- Tabla 5.1** Parámetros de operación para la Alternativa 1 operando a máxima potencia.
- Tabla 5.2** Potencia de turbinas para la Alternativa 1 operando a máxima potencia.
- Tabla 5.3** Potencia consumida en la Alternativa 1 operando a máxima potencia.
- Tabla 5.4** Parámetros de operación para la Alternativa 1 operando a bajas emisiones.
- Tabla 5.5** Potencia de turbinas para la Alternativa 1 operando a bajas emisiones.
- Tabla 5.6** Potencia consumida en la Alternativa 1 operando a bajas emisiones.
- Tabla 5.7** Resultados de la hibridación para la Alternativa 1.
- Tabla 5.8** Parámetros de operación para la Alternativa 2 operando a máxima potencia.
- Tabla 5.9** Potencia de turbinas para la Alternativa 2 operando a máxima potencia.
- Tabla 5.10** Potencia consumida en la Alternativa 2 operando a máxima potencia.

**Tabla 5.11** Parámetros de operación para la Alternativa 2 operando a bajas emisiones.

**Tabla 5.12** Potencia de turbinas para la Alternativa 2 operando a bajas emisiones.

**Tabla 5.13** Potencia consumida en la Alternativa 2 operando a bajas emisiones.

**Tabla 5.14** Resultados de la hibridación para la Alternativa 2.

**Tabla 5.15** Parámetros de operación para la Alternativa 3 operando a máxima potencia.

**Tabla 5.16** Potencia de turbinas para la Alternativa 3 operando a máxima potencia.

**Tabla 5.17** Potencia consumida en la Alternativa 3 operando a máxima potencia.

**Tabla 5.18** Parámetros de operación para la Alternativa 3 operando a bajas emisiones.

**Tabla 5.19** Potencia de turbinas para la Alternativa 3 operando a bajas emisiones.

**Tabla 5.20** Potencia consumida en la Alternativa 3 operando a bajas emisiones.

**Tabla 5.21** Resultados de la hibridación para la Alternativa 3.

**Tabla 5.22** Características de las posibilidades de hibridación para una potencia de 150 MW.

**Tabla 5.23** Comparación entre el ciclo hibridado y sin hibridar.

**Tabla 5.24** Parámetros de operación para la Alternativa 4.

**Tabla 5.25** Potencia de turbinas para la Alternativa 4.

**Tabla 5.26** Potencia consumida en la Alternativa 4.

**Tabla 5.27** Parámetros de operación para la Alternativa 5.

**Tabla 5.28** Potencia de turbinas para la Alternativa 5.

**Tabla 5.29** Potencia consumida en la Alternativa 5.

**Tabla 5.30** Características de las posibilidades de hibridación para una potencia de 60 MW.

**Tabla 5.31** Comparación entre el ciclo hibridado y sin hibridar para una potencia de 60 MW.

**Tabla 6.1** Desglose de los costes de un colector.

**Tabla 6.2** Costes del campo solar en función de la potencia instalada.

**Tabla 6.3** Costes del proyecto en función de la potencia instalada.

**Tabla 6.4** Costes de mantenimiento y operación.

**Tabla 6.5** Costes de combustible para las diferentes configuraciones.



**Tabla 6.6** Costes Nivelados de la Energía para las diferentes configuraciones.

**Tabla 6.7** Precio medio mensual del mercado diario.

**Tabla 6.8** Flujos de caja para las diferentes alternativas.

**Tabla 6.9** Indicadores de rentabilidad para las diferentes alternativas.

**Tabla 7.1** Composición del gas natural.

**Tabla 7.2** Temperaturas de salida de la cámara de combustión en función de la configuración.

**Tabla 7.3** Potencia térmica de la cámara de combustión en función de la configuración.

**Tabla 7.4** Gasto másico de combustible de una turbina en función de la configuración.

**Tabla 7.5** Emisiones teóricas de CO<sub>2</sub> en función de la configuración.

**Tabla 7.6** Factores de emisión para las diferentes contaminantes.

**Tabla 7.7** Emisiones contaminantes del ciclo original durante su operación.

**Tabla 7.8** Emisiones contaminantes del ciclo hibridado con una potencia de 60 MW.

**Tabla 7.9** Emisiones contaminantes del ciclo hibridado con una potencia de 150 MW.

**Tabla 10.1** Errores aleatorios y no aleatorios.

**Tabla 10.2** Errores universales aleatorios y no aleatorios.



## Índice de figuras

**Figura 1.1** Curva de Hubbert.

**Figura 1.2** Evolución de la producción de recursos energéticos fósiles.

**Figura 1.3** Ranking mundial de emisiones de CO<sub>2</sub>.

**Figura 1.4** Evolución temporal de las temperaturas y de las emisiones de CO<sub>2</sub>.

**Figura 1.5** Cambios de la temperatura superficial proyectadas para finales del siglo XXI.

**Figura 1.6** Consumo de energía procedente de combustibles fósiles.

**Figura 1.7** Formación del petróleo.

**Figura 1.8** Distribución del gas natural en España.

**Figura 1.9** Proceso de fisión y fusión nuclear.

**Figura 1.10** Localización de las centrales nucleares en España.

**Figura 1.11** Tendencias mundiales en el desarrollo de patentes de tecnologías renovables.

**Figura 1.12** Central hidroeléctrica.

**Figura 1.13** Central eólica.

**Figura 1.14** Potencia obtenida en función de la velocidad del viento.

**Figura 1.15** Mapa eólico español.

**Figura 1.16** Central de cogeneración mediante biomasa.

**Figura 1.17** Central termosolar.

**Figura 1.18** Potencia instalada en el Sistema Eléctrico peninsular a 31 de diciembre de 2014.

**Figura 1.19** Distribución de la demanda anual por tecnologías de generación.

**Figura 2.1** Evolución temporal de la potencia de ciclos combinados instalada en España.

**Figura 2.2** Distribución de las centrales de ciclo combinado en España.

**Figura 2.3** Evolución temporal del factor de utilización en centrales de ciclo combinado.

**Figura 2.4** Nicho de mercado español.

**Figura 2.5** Variación de la demanda de energía eléctrica en España.

**Figura 2.6** Vista aérea de la central de ciclo combinado Bèsos V.

**Figura 2.7** Diagrama de un ciclo combinado con 3 niveles de presión y recalentamiento.

**Figura 2.8** Simulación del ciclo de gas en Cyclepad.

**Figura 2.9** Resultados de la simulación del ciclo de gas en Cyclepad.

**Figura 2.10** Simulación del ciclo combinado en Cyclepad.

**Figura 2.11** Resultados de la simulación del ciclo de gas en Cyclepad.

**Figura 3.1** Central de receptor central.

**Figura 3.2** Esquema básico de un sistema disco parabólico.

**Figura 3.3** Esquema de un reflector lineal Fresnel.

**Figura 3.4** Esquema de un colector cilíndrico parabólico.

**Figura 3.5** Vistas de un colector cilíndrico parabólico.

**Figura 3.6** Perfil de un concentrador cilíndrico parabólico.

**Figura 3.7** Esquema de un tubo absorbedor.

**Figura 3.8** Seguimiento solar con un único eje.

**Figura 3.9** Adaptabilidad a la demanda de la hibridación.

**Figura 3.10** Adaptabilidad a los transitorios gracias a la hibridación.

**Figura 4.1** Radiación solar en Europa.

**Figura 4.2** Esquema del conjunto de concentración.

**Figura 5.1** Diagrama conceptual de la hibridación de la planta.

**Figura 5.2** Simulación en Cyclepad de la Alternativa 1.

**Figura 5.3** Simulación en Cyclepad de la Alternativa 2.

**Figura 5.4** Simulación en Cyclepad de la Alternativa 3.

**Figura 5.5** Simulación en Cyclepad de la Alternativa 4.

**Figura 5.6** Simulación en Cyclepad de la Alternativa 5.

**Figura 6.1** LCOE para diferentes tecnologías.

**Figura 6.2** Distribución del precio medio mensual del mercado diario para el año 2014.

**Figura 7.1** Países de los que España importa gas natural.

**Figura 7.2** Componentes básicos de la turbina de gas.

**Figura 7.3** Emisiones teóricas de CO<sub>2</sub> en función de la configuración.

**Figura 7.4** Comparación entre los diferentes factores de emisión.

**Figura 7.5** Representación de emisiones contaminantes para el ciclo original.

**Figura 7.6** Representación de emisiones contaminantes para el ciclo hibridado con una potencia de 60 MW.

**Figura 7.7** Representación de emisiones contaminantes para el ciclo hibridado con una potencia de 150 MW.

**Figura 7.8** Evolución de las emisiones de CO<sub>2</sub> para las diferentes configuraciones de hibridación.

**Figura 10.1** Definición de los ángulos solares.

**Figura 10.2** Efectos de borde y de bloqueo en un colector cilindro-parabólico.

**Figura 10.3** Radiación solar incidente y pérdidas de calor en el colector.

**Figura 10.4** Proceso iterativo de cálculo.



# 1. Introducción

La energía constituye un sector clave dentro de la economía de cada país, esto se debe a su importancia en el sector industrial y a su valor estratégico. Los objetivos energéticos de cada país buscan desarrollar políticas energéticas sostenibles que traten la seguridad en el suministro energético, la competitividad de los mercados energéticos y la protección del medio ambiente [40].

## 1.1 Situación energética mundial

El modo de obtención y gestión de la energía es un factor clave en la relación entre la actividad humana y el medio ambiente. Por eso el modelo energético de los países es tan importante, ya que define la forma de conseguir un crecimiento sostenible económica, social y medioambientalmente.

El cambio en los modelos y sistemas energéticos es un elemento fundamental, cada vez más necesario, para superar las crisis globales actuales, tanto en el aspecto económico como en el medioambiental y en la desigual distribución de la riqueza en el planeta y de la energía. Según la ONU, 2.500 millones de personas no tienen acceso a fuentes de electricidad fiables [55].

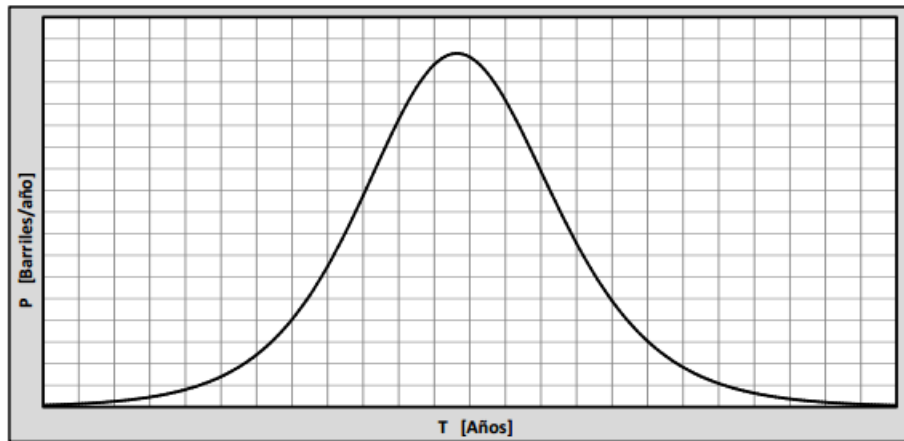
### 1.1.1 Problemas energéticos

La situación energética actual se caracteriza por estar sometida a tendencias contradictorias entre sí, esta situación requiere una política innovadora, la cual sea capaz de tratar varios problemas a la vez. Dichos problemas están referidos al ámbito económico y medioambiental principalmente, y se detallarán en los siguientes apartados.

#### *1.1.1.1 Problema medioambiental*

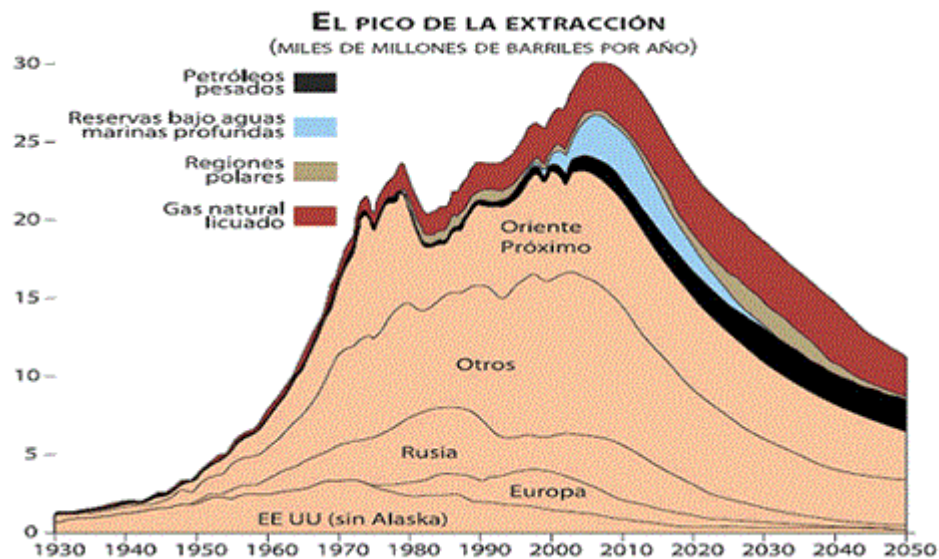
En una perspectiva de medio y largo plazo se pone de manifiesto la aparición de una serie de problemas, como el agotamiento gradual de los recursos energéticos fósiles, fundamentalmente el petróleo, además de las incertidumbres geopolíticas de las que depende el suministro. Por todos estos motivos se deben desarrollar políticas energéticas que reduzcan de forma radical la dependencia de los combustibles fósiles y que permitan desarrollar un modelo energético sostenible [27].

El agotamiento de los recursos energéticos fósiles es una realidad, debido a que las extracciones de estos recursos son más rápidas que los descubrimientos de nuevas reservas. Este razonamiento que lleva a pensar en el agotamiento de los recursos fósiles se plasma en la teoría del pico de Hubbert.



**Figura 1.1** – Curva de Hubbert. [18]

La teoría de Hubbert es verídica debido a que el petróleo del planeta, en todas sus formas posibles, es limitado y la capacidad de reciclar el petróleo en otros fines no puede igualar el consumo original. El objetivo de esta teoría es ver cuando se alcanza este pico [62].



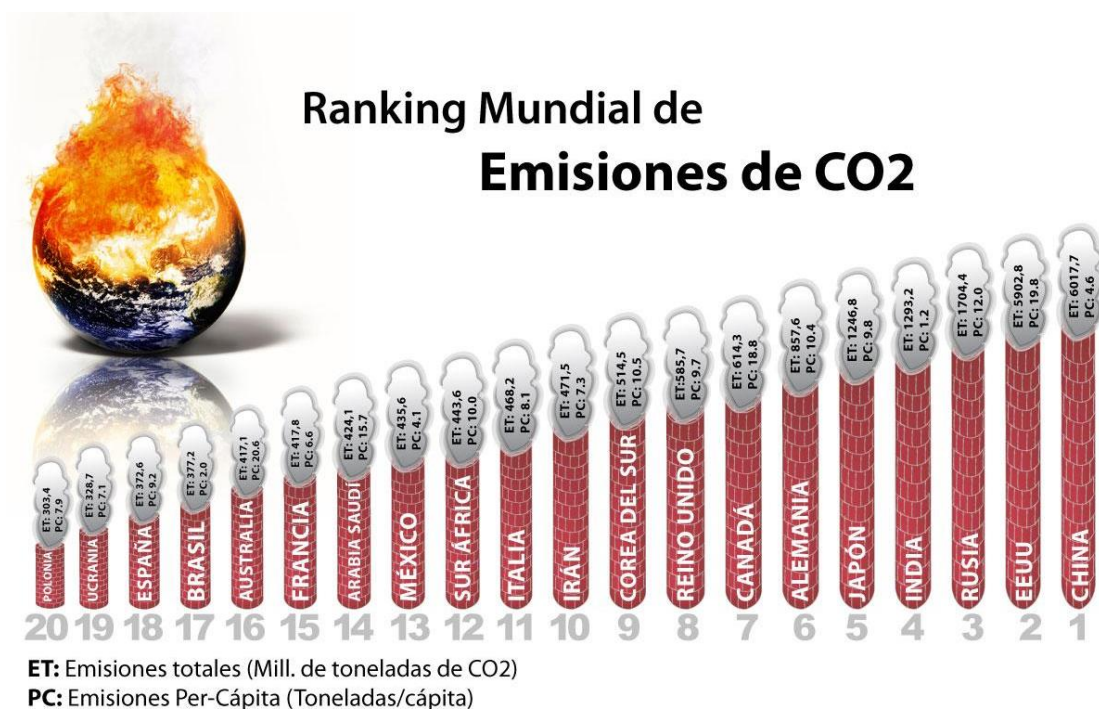
**Figura 1.2** – Evolución de la producción de recursos energéticos fósiles. [18]

En la figura anterior se muestra la evolución de la producción de petróleo en diferentes zonas del mundo. El pico de extracción parece haberse alcanzado en varios países de forma indiscutible, ya que hace tiempo que no encuentran nuevas reservas o las encontradas son muy pequeñas.

También se debe destacar el reciente crecimiento de grandes economías industrializadas, como China, India y Brasil entre otros países, que ha provocado un

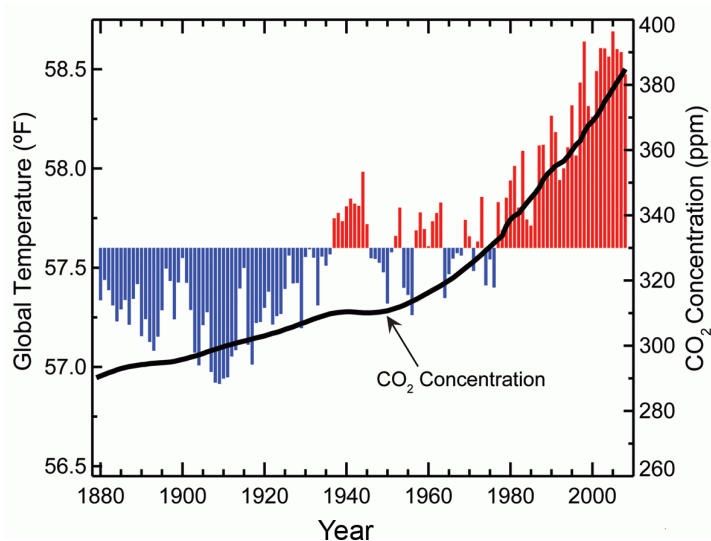


incremento sustancial de la demanda global de energía, provocando un aumento sobre los precios y acortando aún más los plazos para posibles reducciones drásticas en el suministro.



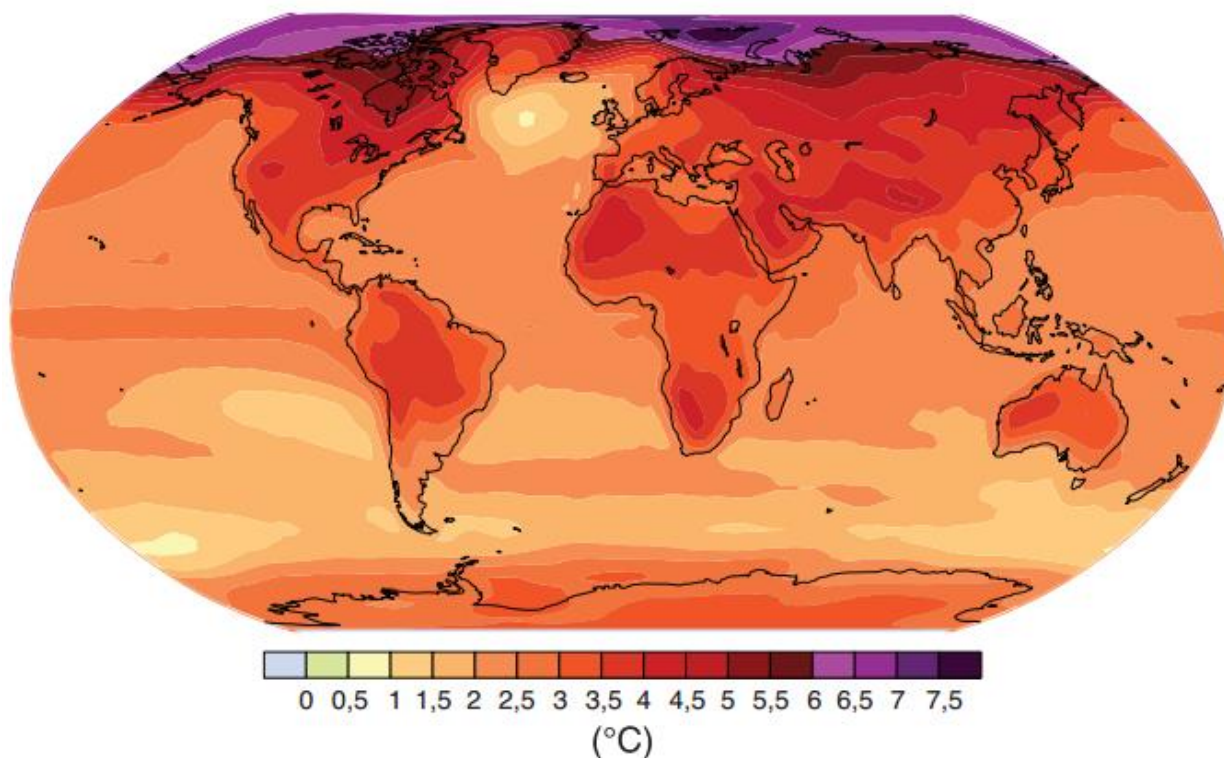
**Figura 1.3** – *Ranking mundial de emisiones de CO<sub>2</sub>. [56]*

Desde un punto de vista medioambiental, no existe únicamente la preocupación por el agotamiento de los recursos energéticos fósiles, sino también la del cambio climático. La relación existente entre el consumo de energía basado en fuentes emisoras de carbono y el cambio climático, hace necesario el cambio de modelo energético una necesidad ya que se ha convertido en una condición esencial para la habitabilidad del planeta.



**Figura 1.4** – *Evolución temporal de la las temperaturas y de las emisiones de CO<sub>2</sub>. [16]*

El “*Cuarto Informe de Evaluación del Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático*” [10] presentado en Valencia en noviembre de 2007 pone de relieve el aumento de temperatura a nivel planetario debido a las emisiones de gases como el dióxido de carbono o el metano, además de un aumento del efecto invernadero<sup>1</sup>. De este análisis se deduce la urgencia del cambio del modelo energético a escala mundial. Si no se realizase un cambio en la política energética, el cambio climático experimentado supondría grandes variaciones de temperatura que a su vez provocarían variaciones notables en el clima mundial, impidiendo el desarrollo normal de la vida.



**Figura 1.5** – Cambios de la temperatura superficial proyectados para finales del siglo XXI. [10]

#### 1.1.1.2 Crisis económica

La crisis, sufrida por numerosos sectores industriales, dificulta la adopción de nuevas medidas energéticas, ya que dichas medidas representan una carga adicional en momentos en los que los sectores industriales están sufriendo graves problemas financieros.

---

<sup>1</sup> El efecto invernadero es el fenómeno por el cual determinados gases, que son componentes de la atmósfera terrestre, retienen parte de la energía que la superficie planetaria emite por haber sido calentada por la radiación solar

Los sectores industriales han experimentado periodos de alarma energética debido a problemas de suministro y elevados precios, pasando en pocos meses a un periodo de baja actividad y menor consumo energético [31].

La mentalidad durante la crisis económica es la de reducir la prioridad de la política energética, en favor de políticas sociales y laborales, con el fin de producir un estímulo económico. Sin embargo, dejar de lado la política energética conllevaría una serie de consecuencias desastrosas, debido a que garantizaría que las problemáticas y las tensiones asociadas al sector energético proliferasen en el futuro, teniendo efectos negativos en la población, afectando sobre todo a las personas de menores ingresos.

Tras estos periodos de crisis económica, se debe intentar prevenir este tipo de situaciones, buscando alternativas a los problemas que se detectaron. Los efectos de dichas alternativas requieren cierto tiempo para hacerse notar. Además se deben sentar las bases de un nuevo modelo de producción competitivo, que sea sostenible en todos los ámbitos y esté preparado para el futuro.

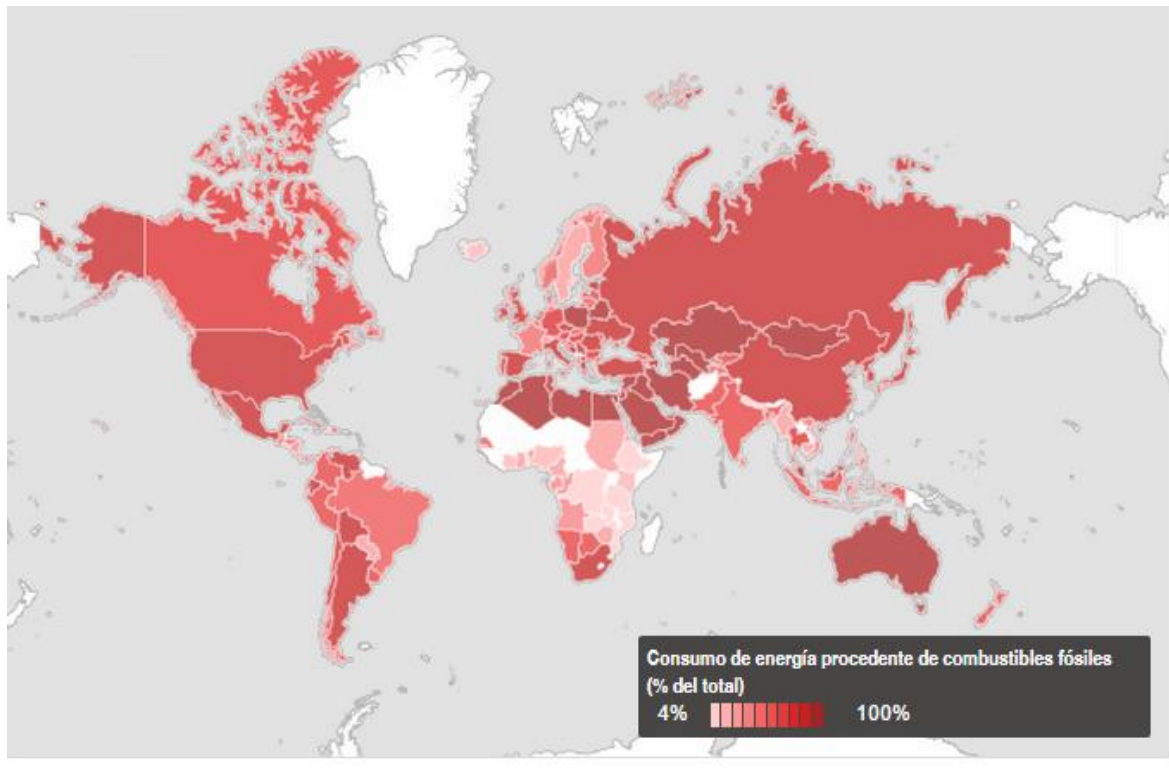
Las alternativas relacionadas con el sistema energético, consistirían en diversificar las formas de producción de energía, impulsando el conjunto de energías renovables, apostando por el ahorro y la eficiencia energética [29].

## **1.2 Tecnologías participantes en la generación energética**

En este apartado se explicará de forma breve y concisa, las diferentes tecnologías utilizadas actualmente para la producción de energía. Estas se han agrupado en función del tipo de energía, haciendo especial hincapié en las más utilizadas en España.

### **1.2.1 Energías fósiles**

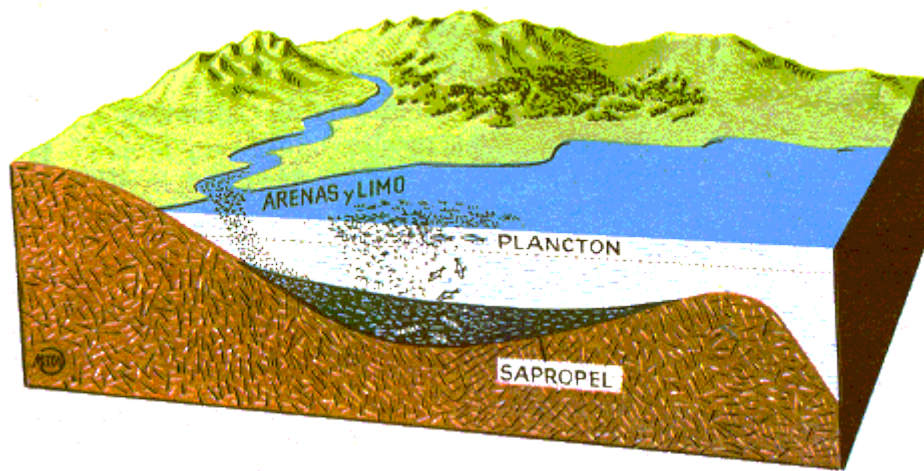
Las energías fósiles son recursos no renovables, es decir, son recursos que no pueden ser regenerados a una escala tal que pueda sostenerse su tasa de consumo. A nivel global la mayor parte de la energía es producida con combustibles fósiles, debido a su gran disponibilidad, siendo la obtención de este tipo de combustibles relativamente sencilla. Dentro de este grupo de energías se encuentran el petróleo, el gas natural y el carbón.



**Figura 1.6** – Consumo de energía procedente de combustibles fósiles. [19]

#### 1.2.1.1 Petróleo

El petróleo está compuesto por una mezcla de hidrocarburos, formados naturalmente por reacciones catalíticas de la materia orgánica, de origen animal o vegetal, actuando las arcillas y los lodos como catalizadores. Se presenta de forma natural en grandes cavidades rocosas procedente de algas y animales marinos que se han ido depositando en el fondo de los lagos o mares y han sido sometidos a la acción de la presión y la temperatura.



**Figura 1.7** – Formación del petróleo. [13]



La composición del petróleo es muy variable y depende del lugar en el que se halla formado. Además de diferenciarse entre sí a través de los porcentajes de los diferentes hidrocarburos, también se diferencian por las distintas proporciones azufre, nitrógeno y de diversos materiales.

El petróleo, tal como se obtiene del yacimiento, no puede utilizarse. Para poder utilizarlo de forma comercial, es necesario tratarlo adecuadamente, este proceso se realiza a través del refino.

A través de este proceso es posible obtener, además del petróleo, una serie de productos de calidad, que van desde los gases ligeros, como el propano y el butano, hasta los compuestos más pesados, fuelóleo y asfaltos, pasando por otros productos intermedios como gasolinas, gasoil y aceites lubricantes [11].

Del petróleo se obtienen además determinados compuestos que abarcan una amplia gama de productos denominados petroquímicos, que son utilizados en todo tipo de industrias, como las industrias de fertilizantes, plásticos, alimenticia, farmacéutica, química y textil.

### 1.2.1.2 Gas natural

El gas natural es un compuesto no tóxico, incoloro e inodoro. Está formado por una mezcla de hidrocarburos, donde su componente principal es el metano. Su composición química varía sensiblemente según su procedencia, tal y como se muestra en la Tabla 1.1.

		Mar del norte	Argelia	Libia
<b>Metano</b>	<b>CH<sub>4</sub></b>	92%	91,2%	86,5%
<b>Etano</b>	<b>C<sub>2</sub>H<sub>6</sub></b>	3,5%	7,4%	12,4%
<b>Propano</b>	<b>C<sub>3</sub>H<sub>8</sub></b>	0,7%	0,8%	0,3%
<b>Butano</b>	<b>C<sub>4</sub>H<sub>10</sub></b>	0,3%	0,1%	-
<b>Otro</b>		3,5%	0,5%	0,8%

**Tabla 1.1** – Composición habitual del gas natural en función del país de origen. [30]

Generalmente se suele encontrar el gas natural en los yacimientos de petróleo. El gas natural se sitúa en la parte superior de la cavidad, mientras que el petróleo se sitúa en la parte intermedia, mientras que en la parte inferior se encuentra el agua. No existen yacimientos que únicamente contengan gas o petróleo, por lo que habitualmente las compañías productoras de petróleo también producen gas natural.

El gas natural, una vez extraído del subsuelo, es transportado a aquellos lugares donde se aprovecha, y que habitualmente se encuentran a miles de kilómetros de distancia. El transporte se realiza a través de gasoductos, terrestres y marinos, de centenares de kilómetros de longitud, cuando el yacimiento y el lugar de destino están conectados mediante esta red

de conductos. En el caso de que no existan gasoductos que conecten el yacimiento con el punto de diseño, se recurre a grandes barcos metaneros que lo transportan en forma líquida, volviendo a gasificarse posteriormente.



**Figura 1.8** – Distribución del gas natural en España. [53]

El gas natural tiene un amplio abanico de usos, desde la producción de electricidad en centrales de ciclo combinado (donde se evita la aparición de cenizas y compuestos de azufre) hasta el sector doméstico, pasando incluso por su uso en el sector del transporte además de sus aplicaciones en la industria química.

### 1.2.1.3 Carbón

El carbón es el resultado de la acumulación y enterramiento de materia vegetal, que es fosilizada durante millones de años. Estos depósitos se convierten en carbón a través de unos cambios biológicos iniciales y efectos mecánicos posteriores de presión y temperatura.

Destaca por ser un combustible muy abundante, repartido por todo el planeta y barato debido a su abundancia. Pese a estas ventajas, el carbón destaca por ser el combustible fósil que origina las mayores emisiones de CO<sub>2</sub> favoreciendo de forma significativa al efecto invernadero. Además su extracción es muy perjudicial, tanto en el subsuelo como en la superficie.

Uno de los principales usos industriales del carbón es la producción de electricidad en centrales térmicas convencionales, que a través de la combustión del carbón se genera vapor en un ciclo termodinámico Rankine. Debido al proceso de combustión se generan

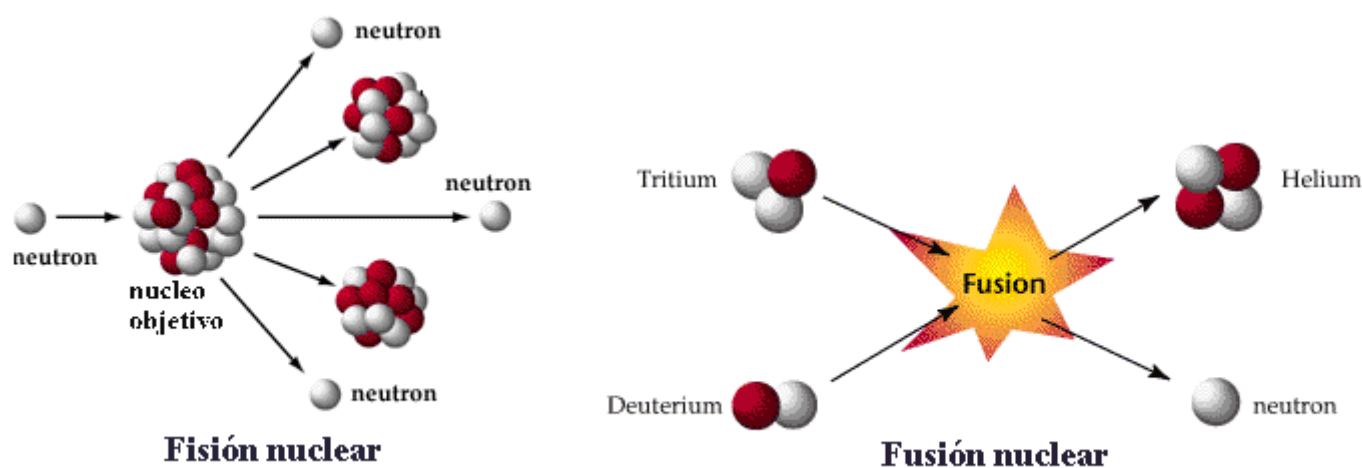
importantes emisiones de contaminantes, entre los cuales destacan  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$  y  $\text{NO}_x$ , siendo necesario el tratamiento posterior de estos gases para evitar que estos contaminantes lleguen a la atmósfera.

Otros usos del carbón, aunque en menor grado que para la producción de electricidad, es su utilización en los sectores siderúrgicos, cementero y de fabricación de coque [15].

### 1.2.2 Energía nuclear

La energía nuclear consiste en la separación de uniones moleculares, en las cuales se pasa de un enlace fuerte a otro débil liberándose energía en el proceso.

Esta energía puede obtenerse de dos formas: fisión y fusión. La fisión nuclear es una reacción en la cual al hacer incidir neutrones sobre un núcleo pesado, éste se divide en dos núcleos, liberando una gran cantidad de energía y emitiendo dos o tres neutrones. La fusión nuclear es la reacción en la que dos núcleos muy ligeros, en general hidrógeno y sus isótopos, se unen para formar un núcleo estable más pesado, con gran desprendimiento de energía.



**Figura 1.9** – *Proceso de fisión y fusión nuclear.* [22]

En la fusión nuclear se pasa de un número másico bajo a uno mayor, mientras que es la fisión sucede el efecto contrario. En la actualidad la producción de energía eléctrica solamente se usa el segundo tipo a la espera de que la fusión sea posible a gran escala.

En el proceso de fisión se utiliza uranio, generalmente enriquecido, para producir la vaporización de un refrigerante, que será utilizado en un ciclo de potencia para producir electricidad.

La electricidad producida con este tipo de energía no genera emisiones de contaminantes, por tanto no contribuye al efecto invernadero de forma directa. Sin embargo

la desventaja de este tipo de centrales es la generación de productos radiactivos, requiriendo grandes medidas de seguridad [5].

España tiene en la actualidad ocho centrales nucleares en funcionamiento, produciendo entre todas una potencia eléctrica de 7.851,17 MW [40].



**Figura 1.10** – Localización de las centrales nucleares en España. [40]

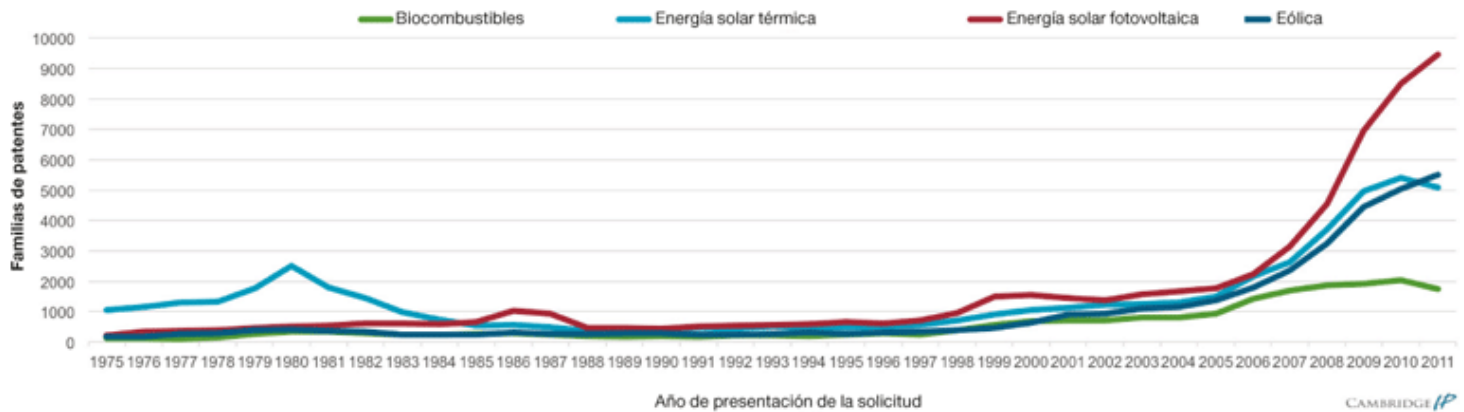
### 1.2.3 Energías renovables

Las energías renovables son aquel tipo de energías que se obtiene de fuentes naturales, siendo estas inagotables (por su abundancia o porque es capaz de regenerarse). Las diferentes energías renovables son: hidráulica, eólica, biomasa, solar y geotérmica.

En comparación con la energía fósil, las energías renovables presentan una serie de ventajas, como que no se emita CO<sub>2</sub> ni otros gases de efecto invernadero. Además no generan residuos de difícil tratamiento, tal y como ocurría con la energía nuclear. También permite evitar la dependencia exterior. Sin embargo este tipo de energías tiene una serie de limitaciones como puede ser el periodo que tardan en amortizarse además de la necesidad de disponer de grandes cantidades de terreno para poder producir cantidades significativas de energía.



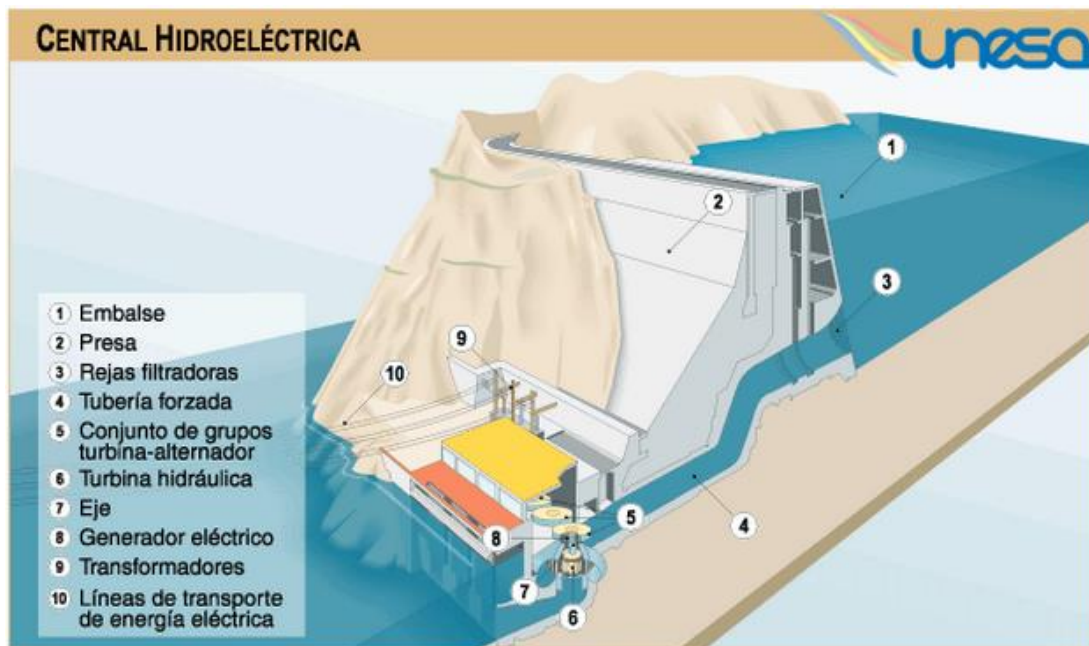
Esta serie de inconvenientes se irán solucionando con el paso del tiempo, como resultado de las investigaciones producidas en este ámbito. En la Figura 1.11 se puede observar un aumento de las patentes, hecho que indica la maduración de la tecnología, lo que permitirá reducir costes y aumentar su eficiencia.



**Figura 1.11** – Tendencias mundiales en el desarrollo de patentes de tecnologías renovables. [9]

### 1.2.3.1 Energía hidráulica

La energía hidráulica consiste en obtener energía eléctrica a través de la transformación de la energía potencial del agua. A través de una turbina, se aprovecha esta energía hidráulica, convirtiéndola en par en el eje giratorio de la turbina, que a su vez está conectado a un generador eléctrico, donde se produce la electricidad.



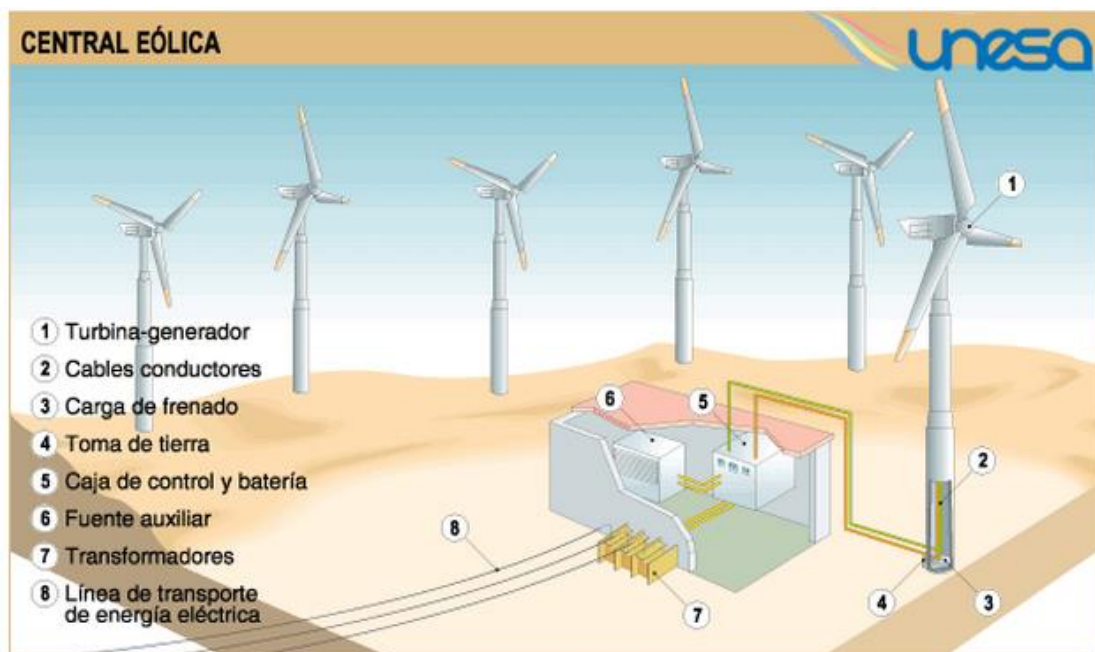
**Figura 1.12** – Central hidroeléctrica. [7]

Los rendimientos las turbinas hidráulicas, entre las cuales destacan las Pelton, Francis y Kaplan, son muy elevados, siendo a plena carga superior al 90%. Cabe destacar que a carga parcial este tipo de turbinas también presentan buenos rendimientos.

Las ventajas de este tipo de centrales es que no requieren combustible, por lo que no contaminan, además presentan bajos costes de mantenimiento y explotación. Sin embargo los costes de capital por kilovatio son muy altos siendo necesario realizar grandes inversiones, requiriendo también periodos de construcción muy largos [4].

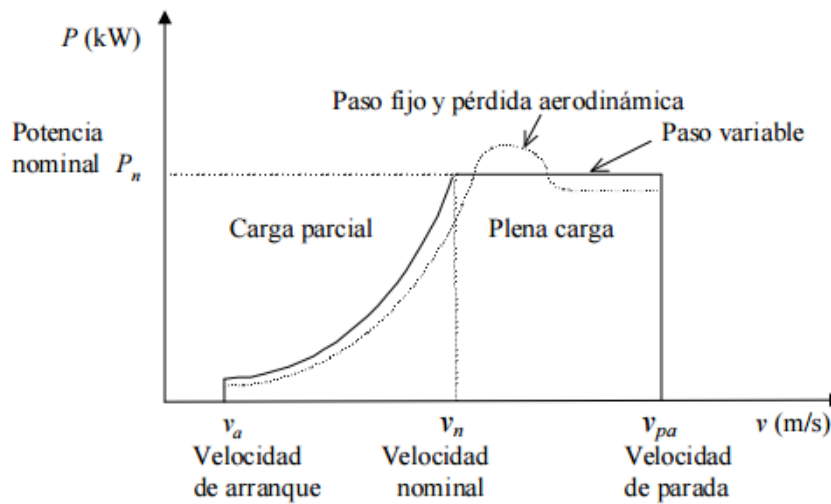
### 1.2.3.2 Energía eólica

La energía eólica permite transformar la energía cinética del viento en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica. Todo este proceso se realiza por medio de aerogeneradores donde la utilización de la energía cinética del viento, es a través de las palas del aerogenerador. Actualmente en España la potencia eólica instalada es de 23 GW, similar a la de los ciclos combinados (26 GW). Destacar el rango de potencia de los aerogeneradores está comprendido desde 0,6 hasta 3,5 MW, con un diámetro de rotor comprendido entre los 40 y 60 m.



**Figura 1.13** – Central eólica. [7]

La producción de potencia y por tanto el uso del aerogenerador depende de la velocidad del viento. Siendo necesario la existencia de una mínima velocidad de viento para que funcione ( $2 \text{ m/s}$ ). También existe una velocidad máxima del viento a partir de la cual el aerogenerador se pararía para evitar que se rompiese ( $25 \text{ m/s}$ ).

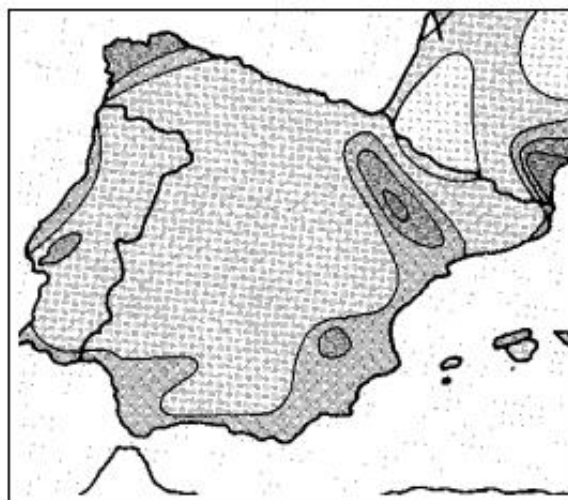


**Figura 1.14** – Potencia obtenida en función de la velocidad del viento. [4]

La energía eólica no produce residuos ni emisiones de ningún tipo, por lo que no contribuye al efecto invernadero. Además este tipo de energía se está subvencionando debido a que la producción eólica cuesta alrededor de un 50% más que las tecnologías que usan combustibles fósiles. Sin embargo presenta una serie de inconvenientes, como son el impacto visual y la contaminación acústica son los inconvenientes de esta tecnología [37].

La energía eólica actualmente puede competir con otras fuentes de energía renovables e incluso con las tradicionales no renovables, ya que se encuentra en la etapa de maduración de la tecnología, siendo los costes menores, pudiendo así competir con otras tecnologías.

En España las zonas con los mejores recursos eólicos, es decir, donde se tiene una velocidad media de viento elevada, se encuentran en las costas occidentales, y aunque en menor medida en las costas del Mediterráneo y la cuenca del Ebro [4].



**Figura 1.15** – Mapa eólico español. [4]

### 1.2.3.3 Biomasa

La biomasa es una materia de origen vegetal, animal o humano, empleada para producir energía. Los combustibles fósiles también son biomasa, sin embargo son el recurso menos renovable. Existen dos tipos de biomasa la animal y la vegetal, diferenciándose por el contenido de carbono. La principal aplicación de la biomasa es su uso como biocombustibles.

Las formas de producir energía con biomasa son variadas, pudiendo ser a través de una combustión directa, en la cual el calor generado se utilizaría para generar vapor y obtener así potencia a través de la turbina, la gasificación, la pirolisis y la fermentación anaeróbica.

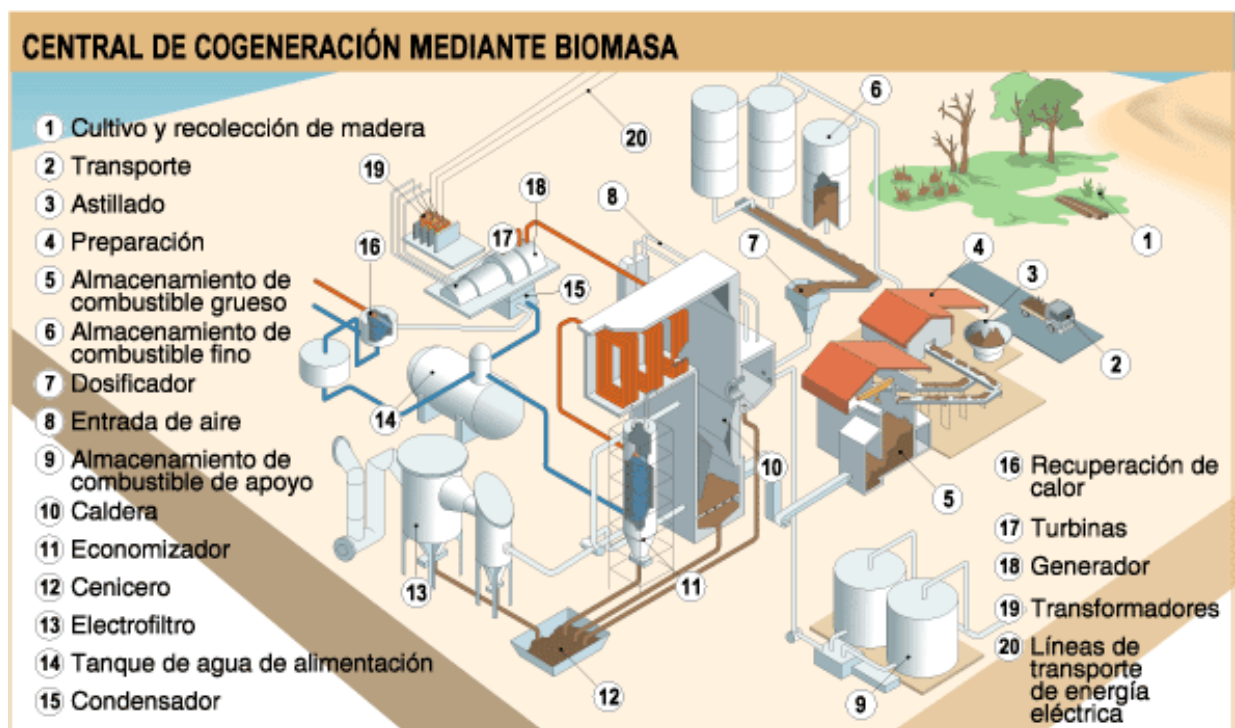


Figura 1.16 – Central de cogeneración mediante biomasa. [7]

Durante la combustión de la biomasa se generan compuestos de nitrógeno, azufre y cloro, además de partículas carbonosas, hidrocarburos inquemados, cenizas volantes, CO y CO<sub>2</sub>. Para saber si la biomasa es o no renovable, habría que realizar un balance de emisiones y ver si el CO<sub>2</sub> que absorbió durante su vida es mayor que el emitido durante todos los procesos involucrados en su transformación y durante su combustión.

Este tipo de energía permite tener autonomía en el suministro energético, además de la posibilidad de recibir subvenciones y ahorrar, siendo además gestionable, es decir, en comparación con otras energías la biomasa si se puede almacenar, cosa que no ocurría con la energía eólica.



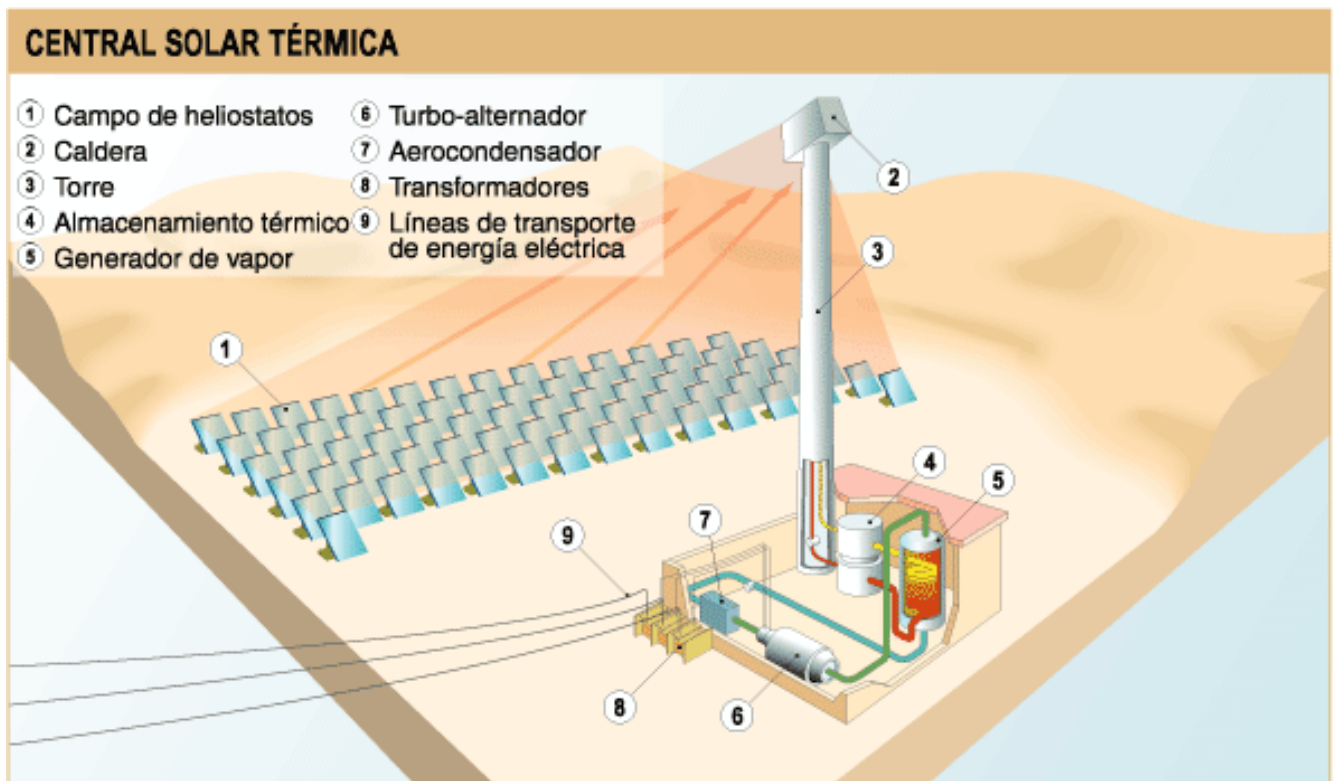
Sin embargo, durante la combustión se produce la emisión de más cenizas y contaminantes que las obtenidas con combustibles líquidos y gaseosos, además los equipos para el uso de esta biomasa suelen ser específicos para un tipo específico de biomasa [4].

#### 1.2.3.4 Energía solar

La energía solar consiste en la utilización de forma directa la radiación del sol para la producción de otras formas de energía.

La radiación solar incidente puede aproximarse a un valor constante fuera de la atmósfera, esta constante tiene un valor de  $1367 \text{ W/m}^2$  denominándose constante solar. Sin embargo, la radiación procedente del sol y dirigida a la superficie terrestre experimenta fenómenos de dispersión y absorción. Por lo tanto la cantidad neta de radiación que llega a la superficie es menor que esta constante solar, además el espectro de la radiación varía y llega en diferentes direcciones.

Todos estos factores hacen que la energía que llega a la Tierra no sea lo suficientemente alta como para alcanzar las temperaturas necesarias para su aplicación directa, por lo que es necesario utilizar elementos concentradores.



**Figura 1.17** – Central termosolar. [7]

La energía solar puede ser utilizada para:

- *Generación térmica*: básicamente este tipo de aplicación consistiría en la generación de calor para calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria (ACS). Pudiéndose utilizarse desde un nivel doméstico hasta niveles industriales.
- *Generación de trabajo*: se utilizan para obtener potencia en un ciclo termodinámico. Existen diversas tecnologías: concentradores en torre, discos parabólicos, colectores cilíndrico parabólicos y colectores Fresnel.
- *Generación de frío*: a través de máquinas de absorción.

La energía solar es un recurso inagotable, al alcance de todos. Sin embargo la demanda de energía no coincide con la producción por lo que es necesario utilizar sistemas de almacenamiento para ajustar la demanda y la producción de energía. Destacar que debido a la variación de la radiación que llega a la superficie terrestre es necesario disponer de sistemas auxiliares [4].

#### 1.2.3.5 Energía geotérmica

La energía geotérmica es la obtenida a partir del calor generado en el centro de la tierra, que se transmite a través del interior de la superficie terrestre por fenómenos de conducción. Esta energía está condicionada por acciones que interaccionan con la superficie terrestre como son la radiación solar y la acción del viento. Debido a estas interacciones energéticas se obtendría un gradiente térmico, el cual provocaría un aumento de 3°C por cada 100 metros de profundidad.

Las aplicaciones geotérmicas industriales se producen en zonas donde existen recursos geotérmicos, que son zonas donde hay mayor transferencia energética, principalmente a través del paso de magma a la superficie terrestre.

La energía geotérmica puede utilizarse para la producción de calefacción y/o electricidad.

Una de las principales ventajas de este tipo de energía es que el coste de producción de la electricidad es menor a los que se tendrían en una planta de carbón o una nuclear, además el uso de este tipo de energía evitaría la dependencia energética de otros países. Desde un punto de vista medioambiental las emisiones de contaminantes en comparación con los combustibles fósiles son bajas.

Sin embargo, a pesar de que estas emisiones son menores que las de combustibles fósiles, existen. Además se requieren grandes inversiones para instalar las plantas energéticas y no existen muchas zonas en las cuales se pueda amortizar esta inversión. Destacar la necesidad de administrar bien el recurso geotérmico, ya que en caso contrario este puede agotarse en poco tiempo [4].

### 1.3 Panorama energético español

Actualmente el sistema eléctrico español puede dividirse en dos grandes grupos de generación, la generación en régimen ordinario y la generación en régimen especial. Esta diferenciación se produce a través de la Ley 54/1997 del 27 de noviembre del Sector Eléctrico [20], donde se define el régimen especial, y las instalaciones que abarca. El régimen especial está constituido por:

- Instalaciones de cogeneración de alto rendimiento cuando no estén asociadas a actividades eléctricas.
- Instalaciones que utilicen como energía primaria fuentes renovables no consumibles, biomasa o cualquier tipo de biocarburante.
- Instalaciones que utilicen residuos no renovables como energía primaria.

El resto de tecnologías entrarían dentro del régimen ordinario, es decir, dentro de este régimen entrarían las fuentes convencionales, los ciclos combinados y la nuclear. Las tecnologías que participan en el régimen especial disfrutan de una serie de ventajas como la prioridad en el acceso a las redes de transporte, además de la obtención de primas que favorezcan su producción.

España cuenta con cerca de 102.259 MW de potencia instalada, perteneciendo prácticamente la mitad de esta potencia a las energías renovables. Destacar que la energía eólica, que dispone de una potencia instalada de 23 GW, se situó en segundo lugar en cuanto a potencia instalada por detrás de los ciclos combinados [50].

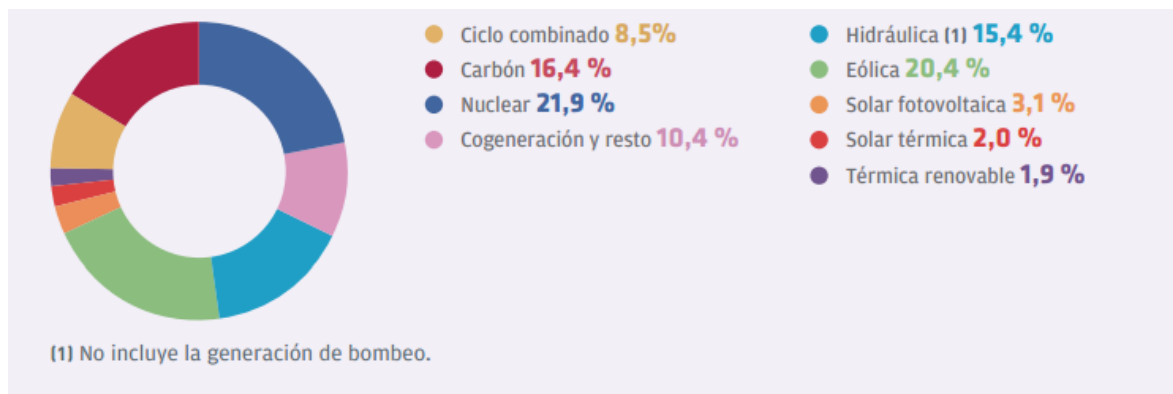


**Figura 1.18** – Potencia instalada en el Sistema eléctrico peninsular a 31 de diciembre de 2014. [50]

La Figura 1.19 muestra la demanda atendida por todas las tecnologías que intervienen en la generación. La contribución de las renovables alcanzó el 42,8%. Destacar la elevada contribución de la energía eólica e hidráulica, siendo estas las energías renovables que más contribuyen, generando entre ambas más del 35% de toda la energía demandada.

Estos valores llevan a pensar en un futuro optimista, en el cual se pueda conseguir una reducción del uso de las fuentes convencionales, cubriendo mayormente la demanda a

través de energías renovables. Además esta nueva tendencia hacia un futuro más renovable, permitiría reducir notablemente las emisiones de CO<sub>2</sub>.



**Figura 1.19** – Distribución de la demanda anual por tecnologías de generación. [50]

## 1.4 Cambio hacia un futuro sostenible

Las energías renovables tienen un gran papel en el futuro energético, no solo por el posible agotamiento de los combustibles fósiles, si no por los problemas asociados al método convencional de obtención de energía.

Entre todos estos problemas destacan las emisiones contaminantes. Para hacer frente a estas emisiones y frenar el cambio climático que es originado por las emisiones de gases de efecto invernadero, se decide crear el Protocolo de Kioto. Este documento se elabora para regular las emisiones, poniendo pequeños objetivos a medio plazo en los cuales se reduzcan las emisiones [42]. España fue uno de los primeros países que ratificaron el Protocolo de Kioto.

Pese a esta medida para frenar las emisiones, en numerosas ocasiones los objetivos del Protocolo de Kioto no se cumplen, una de las soluciones que existen ante este problema es el mercado de emisiones. Este mercado consiste en que cada país tiene un límite de emisiones que no pueden superar y que se reparte entre las industrias y aquella que sobrepase los límites fijados, deberá pagar una sanción.

Todas estas medidas son temporales, ya que el objetivo final es el de no emitir gases de efecto invernadero, por lo que se está implementando las energías renovables que permitirían solucionar los problemas medioambientales que aparecen durante producción de la electricidad.

Una vez descritas las diferentes formas de energía que existen, además de los problemas que estas conllevan y conociendo el estado del sistema español, se pasará a explicar en detalle las centrales de ciclo combinado, y las soluciones que podrían aplicarse para reducir su impacto medioambiental.

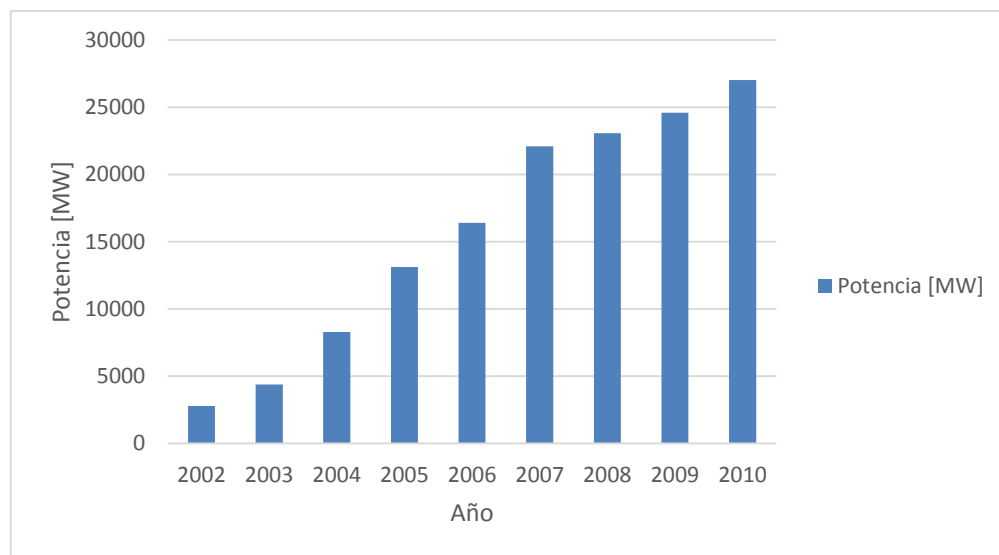


## 2. Ciclos combinados

### 2.1 Panorama actual

Debido a la Ley del Sector Eléctrico de 1997, se produce la liberación del mercado eléctrico, este hecho provocó el desarrollo de numerosos proyectos de centrales de ciclos combinados, incorporándose con fuerza al mercado de generación pasando de 4 operadores en 1997 a 16 en 2010.

La necesidad del desarrollo de este tipo de proyectos se demostró en el año 2001 cuando Red Eléctrica de España y la Comisión Nacional de Energía declararon que la potencia instalada era insuficiente. Por lo que la entrada de los ciclos combinados fue rápida, permitiendo así superar los momentos de máxima demanda. Gracias a este gran desarrollo fue posible atender la creciente demanda energética.

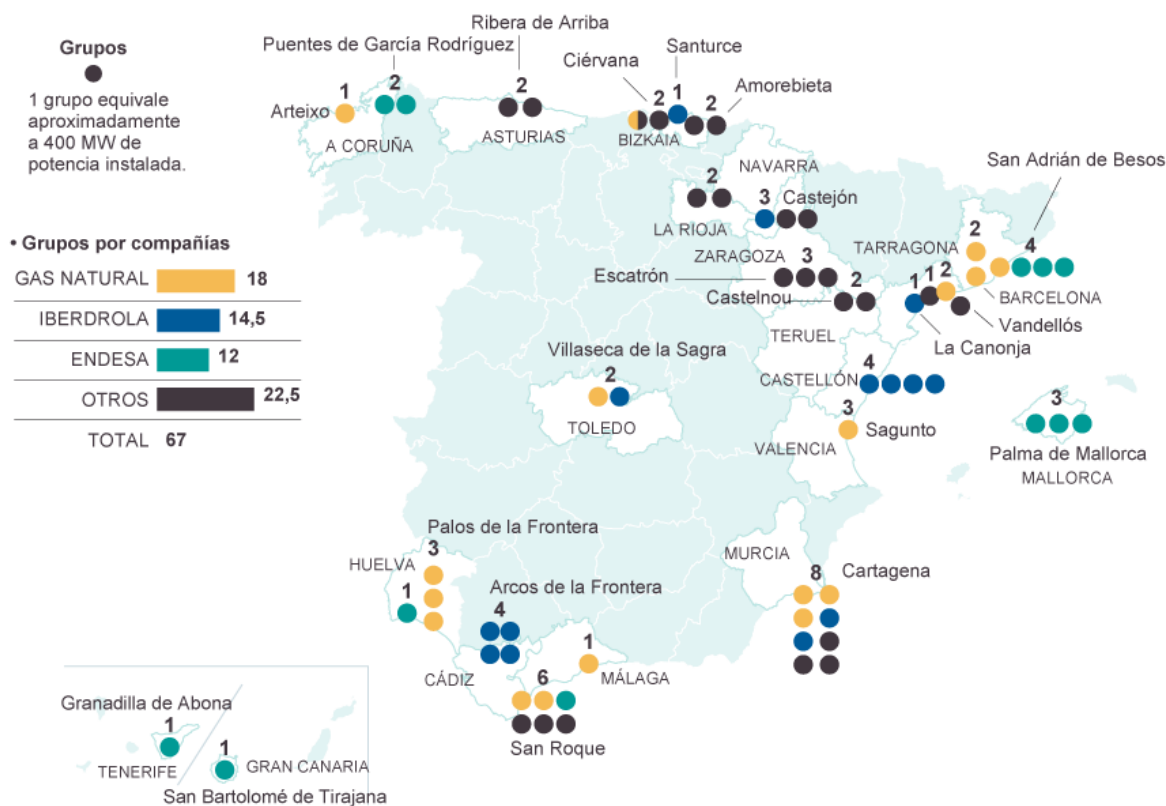


**Figura 2.1** – Evolución temporal de la potencia de ciclos combinados instalada en España.

Actualmente la realidad no es tan optimista con los ciclos combinados, ya que por causas que más adelante se detallarán, la situación energética es muy distinta, produciéndose una disminución de las horas de operación de los ciclos combinados, estando comprendidas actualmente estas horas de funcionamiento entre 2.000 y 2.500 horas anuales equivalentes a plena carga.

España tiene una potencia instalada de 27,114 GW en los 67 grupos generadores de 400 MW de potencia cada uno, dicha potencia ha supuesto un volumen aproximado de inversión de 17.000 MM€, con una vida útil de 25 años, y con un número de horas de funcionamiento estimado entre las 5.000 y 5.500 horas por año.

Actualmente estas centrales de ciclo combinado se encuentran en sus primeros años de vida por lo que están en perfectas condiciones de funcionamiento, disponiendo de las últimas tecnologías en producción de potencia.



**Figura 2.2** – Distribución de las centrales de ciclo combinado en España. [49]

La situación actual del Sistema Eléctrico español se caracteriza por la entrada prioritaria de nuevas energías renovables, cuya programación y previsibilidad es de gran dificultad, debido a su variabilidad. Este hecho provoca que las centrales de ciclo combinado tengan un papel imprescindible como fuente de energía de respaldo para garantizar en todo momento el suministro eléctrico. Esto se traduce en que la producción a lo largo del año no será muy elevada, pero se debe disponer de esa capacidad de producción en todo momento.

El papel asignado actualmente a las centrales de ciclo combinado por el Gestor del Sistema Eléctrico es totalmente distinto para el que fueron concebidos, sin embargo, por sus características de flexibilidad y bajo impacto ambiental, son instalaciones que dan una respuesta rápida y eficaz, como respaldo de las energías renovables cuando éstas no estén disponibles.

El desarrollo de la generación eléctrica en España en los últimos 50 años, se ha caracterizado por la utilización de distintas tecnologías como: centrales hidráulicas, de carbón, centrales nucleares, etc. Destacando en la última década la inversión en centrales de gas natural y de energías renovables.

Durante los últimos años se han desarrollado una serie de hechos relevantes, que han condicionado la situación energética actual. Estos hechos son:

- Desbordamiento del Plan de Energías Renovables.
- RD 134/2010 para la utilización prioritaria de carbón nacional.
- Caída de la demanda eléctrica en los años recientes por efecto de la crisis financiera iniciada en 2007.

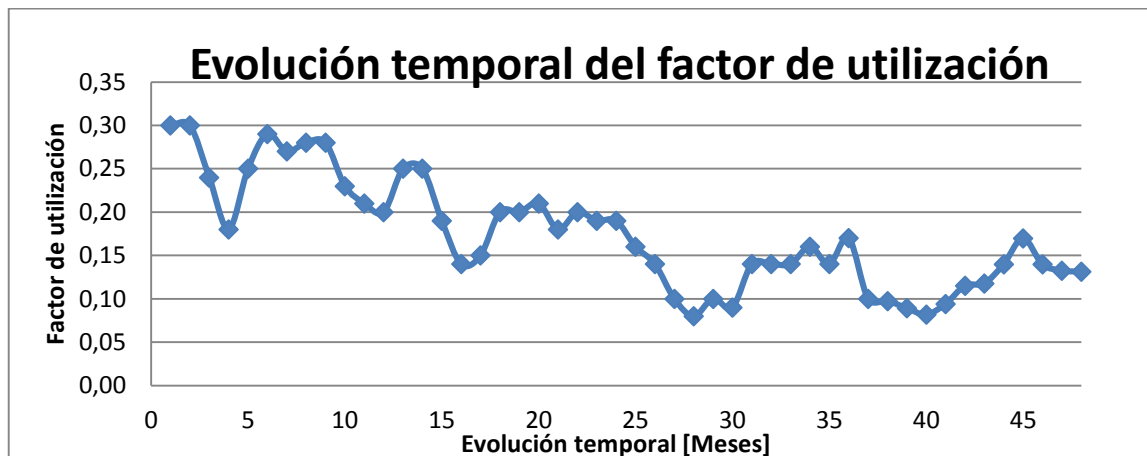
Todas estas circunstancias han influido en el papel desempeñado por las centrales de ciclo combinado [44].

### 2.1.1.1 Evolución del factor de utilización

Tanto el factor de utilización como las horas de funcionamiento equivalente a plena carga, se emplean para medir la utilización de la potencia instalada.

- *Factor de utilización:* ratio entre la energía realmente generada y la energía que se podría llegar a generar si la potencia se usara ininterrumpidamente (365 días/año y 24 horas/día).
- *Horas de funcionamiento equivalente a plena carga:* ratio entre la energía realmente generada y la potencia instalada. Representa el número de horas que la potencia tendría que funcionar ininterrumpidamente para generar la energía realmente producida.

La siguiente figura, representa la evolución temporal del factor de utilización para el período 2011-2014<sup>1</sup>.



**Figura 2.3** – Evolución temporal del factor de utilización en centrales de ciclo combinado.

<sup>1</sup> El eje de abscisas representa el periodo de tiempo expresado en meses correspondiéndose el mes de Enero de 2011 con el 1 y el mes de Diciembre de 2014 con el 48.

Se puede apreciar en esta figura una clara reducción de los factores de utilización, este motivo, como se explicó anteriormente, es debido a tres motivos principalmente:

#### a) Desbordamiento del Plan de Energías Renovables

La entrada masiva de energías renovables del Régimen Especial, principalmente eólica y fotovoltaica, tiene prioridad por ley sobre otras energías del régimen ordinario a la hora de satisfacer la demanda energética.

Cuanto mayor es la producción renovable, menor es el nicho de mercado para las energías del Régimen Ordinario, entre los que se encuentran los ciclos combinados.

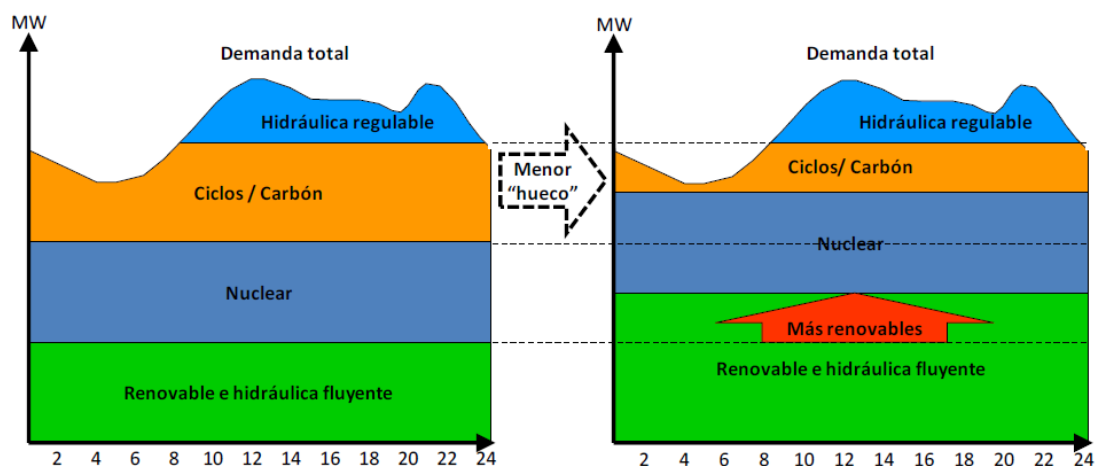


Figura 2.4 – Nicho de mercado español. [44]

Desde el año 1999, se ha producido un continuo incremento de los objetivos de las energías renovables, promoviendo al mismo tiempo su consecución gracias a incentivos económicos. El resultado de todas estas medidas ha sido el de una entrada de energías renovables muy superior a la prevista inicialmente, comprometiendo la inversión en ciclos combinados, reduciendo además el nicho de mercado [44].

#### b) RD 134/2010 para la utilización prioritaria de carbón nacional

Durante los últimos años se han dedicado una elevada cantidad de recursos económicos del Estado para promover el consumo de carbón nacional a través de mecanismos de ayuda que han quedado plasmados en el RD 134/2010.

A efectos prácticos este Real Decreto se resume en el obligado consumo de carbón nacional por parte de las empresas eléctricas. Esto supone una distorsión del mercado de generación eléctrica concretada en la entrada prioritaria y subvencionada con fondos públicos de las centrales que utilizan carbón nacional.

Con esta medida, el hueco térmico será cubierto básicamente por las centrales de carbón de importación y de gas. Este hecho agrava la situación de infrautilización de las centrales de ciclo combinado [44].

### c) Caída de la demanda eléctrica por la crisis financiera

La crisis económica repercutió notablemente en la actividad eléctrica, habiéndose producido una reducción de esta. La variación de la demanda eléctrica puede observarse en la Figura 2.5.



**Figura 2.5** – Variación de la demanda de energía eléctrica en España. [32]

Se puede apreciar una notable reducción de la demanda, esto afecta de forma importante del consumo eléctrico, provocando una reducción del hueco térmico y, por tanto, una menor producción de los ciclos combinados [44].

Se ha podido observar, que pese a la reducción del factor de utilización de los ciclos combinados, su función es vital en el desarrollo del panorama energético español. Por este motivo se ha destinado este proyecto a estudiar mejoras en los ciclos combinados, de tal forma que puedan disponer en un futuro de prioridad a la hora de satisfacer esta demanda energética.

## 2.2 Operación de las centrales de ciclo combinado

Desde un punto de vista técnico, el funcionamiento ideal de una central de ciclo combinado sería la de poner el ciclo en marcha, subiendo la carga lentamente hasta un

80~90% de la carga máxima, y mantenerla en ese punto hasta que fuese necesaria realizar una parada por motivos de revisiones programadas.

A este modo de operación se le puede poner una pega, y es la del almacenamiento de la energía, ya que éste es limitado. Al no poderse almacenar la energía eléctrica, se debe satisfacer la demanda de energía variable a través de una producción energética variable, en la cual el ciclo de potencia deba variar su carga para poder adaptarse a las necesidades demandadas en cada momento.

En lo relativo a este aspecto, las centrales de ciclo combinado tienen una mejor adaptación a las necesidades variables del mercado energético, debido a la rapidez con la que pueden variar su carga, además presentan un mínimo técnico en el cual es posible operar la central de forma estable. También se deben destacar los cortos periodos de arranque y parada, entre 3 y 6 horas para el arranque, y alrededor de 1 hora para la parada.

En estas condiciones, es posible subir la carga de la central durante las horas de mayor demanda energética, y bajar la carga hasta su mínimo técnico durante las horas de menor demanda, incluso pudiendo llegar a parar la central diariamente durante esos periodos en los que las necesidades energéticas en la red bajan [30].

### 2.2.1 Objetivos claves en la gestión de la operación

Los principales objetivos de una buena gestión en la operación de una central de ciclo combinado son tres:

- El seguimiento del programa de carga de la central, pactado previamente entre la compañía y el mercado eléctrico.
- El mínimo deterioro posible en cada una de las maniobras y procesos de responsabilidad del área de operaciones.
- Mínimo coste posible en la realización de estas actividades.

El primero de estos tres objetivos, fijado a corto plazo, sería el objetivo principal de la central, ya que una vez pactado un programa de carga con el mercado eléctrico el incumplimiento de este resultaría muy costoso desde el punto de vista económico.

El incumplimiento del programa de carga puede producirse por diferentes causas, entre las que destacan:

- *Parada no programada de la planta o bajada de carga por el fallo inesperado de alguna parte de la instalación.* En este tipo de fallos la responsabilidad suele estar más en el lado del área del mantenimiento, quien tiene como función velar por el buen funcionamiento de la planta.

- *Parada no programada o bajada de carga o desviaciones por causas técnicas imputables a operaciones.* Se trata de eventos que afectan al programa de carga, causados por maniobras efectuadas de forma diferente a la óptima.
- *Seguimiento incorrecto del programa de carga.* Consistiría en pequeñas desviaciones del programa de producción establecido, generadas por causas no técnicas, sino más bien por el ajuste incorrecto de la consigna de potencia. Suelen producirse por un cálculo erróneo de la energía producida durante rampas de subida o de bajada de carga, falta de atención del personal de operaciones, etc.

En cuanto al objetivo de un mínimo deterioro de los equipos, tiene una gran trascendencia a medio y largo plazo pues afecta a la futura disponibilidad de la central. Las diferentes maniobras y tareas bajo la responsabilidad de operaciones pueden realizarse de forma que el impacto sobre los diferentes sistemas de la planta sea mínimo [30].

## 2.2.2 Variaciones de carga

### 2.2.2.1 Máxima carga

La máxima carga es la potencia máxima que puede alcanzar la central en un momento determinado. Esta carga máxima está determinada no sólo por el diseño de las máquinas, sino también por las condiciones ambientales. Así, la temperatura, la presión atmosférica y la humedad del aire determinan la potencia máxima que puede alcanzar una central de ciclo combinado. Esos tres parámetros influyen en la densidad del aire de entrada al compresor de la turbina de gas, de manera que a mayor cantidad de aire que se logre introducir mayor potencia se obtendrá de la turbina.

$$\rho_{aire} = \frac{m_{aire}}{V_{aire}} = \frac{P_{aire}}{R_{g_{aire}} \cdot T_{aire}} \cdot (1 + \omega_{aire}) \cdot \left(1 + \frac{\omega_{aire}}{\omega_{aire} + 0,622}\right) \quad (2.1)$$

Donde  $\rho_{aire}$  es la densidad del aire,  $m_{aire}$  sería la masa de aire,  $V_{aire}$  el volumen ocupado,  $P_{aire}$  y  $T_{aire}$  serían la presión y la temperatura respectivamente y  $\omega_{aire}$  sería la humedad relativa del aire.

Una disminución de la temperatura, un aumento de la presión atmosférica o un aumento de la humedad ambiental suponen una mayor densidad del aire, y por tanto, permitiría introducir más aire al ciclo de gas, obteniendo así mayor potencia. Por el contrario un aumento de la temperatura, una disminución de la presión o de la humedad ambiental supondrán, por consiguiente, una disminución de la potencia máxima.



Las centrales de ciclo combinado suelen estar optimizadas para funcionar a una determinada carga. En ese punto de funcionamiento el consumo de combustible es mínimo.

La producción de vapor a partir de los gases de escape suele estar calculada para el funcionamiento a máxima carga, de manera que la caldera, el ciclo Rankine y la turbina de vapor tienen su máximo rendimiento con el caudal de gases que proporciona la turbina de gas a plena carga [30].

#### 2.2.2.2 *Mínimo técnico*

Se define el mínimo técnico como la carga más baja a la que puede operar una central de forma estable, es decir, la menor carga a la que se puede situar una central de forma que pudiese estar funcionando en ese punto de forma indefinida.

Para hallar dicho mínimo técnico se bajaría la carga de forma progresiva, estabilizando la situación, valorando la posibilidad de mantener indefinidamente ese nivel de carga. Los puntos inferiores a este mínimo provocarían que el ciclo de vapor se desestabilice, bien por acumulación de calor en algún punto del ciclo o bien por pérdida de nivel de agua en algún otro.

La determinación de ese punto crítico por debajo del cual no es posible mantener la carga de la central de forma estable suele hacerse de forma empírica a través del método prueba-error. Este método consistiría en fijar una potencia y mantenerla durante un tiempo. Si el ciclo agua-vapor es estable y es posible mantenerlo en ese punto determinado durante 1~2 horas, se baja la carga y se prueba de nuevo. Normalmente este mínimo técnico está situado entre el 25 y el 50% de la carga máxima.

El problema fundamental que plantea el funcionamiento a mínimo técnico es la disminución del rendimiento [30].

#### 2.2.2.3 *Variaciones de carga*

Operando a plena carga, los materiales de la central no estarían sometidos a un desgaste por fatiga debido a fuerzas cíclicas, sufridas por las constantes variaciones en su potencia para ajustarse al programa de carga negociado con los responsables de la red eléctrica del país.

Las variaciones de carga en una central de ciclo combinado son constantes, lo que produce variaciones en las temperaturas de los gases de escape de la turbina de gas y en las cámaras de combustión produciendo tensiones cíclicas generadas por las dilataciones y contracciones de los metales a diferentes temperaturas. Este hecho afecta negativamente a la vida de las partes metálicas, ya que genera una fatiga en los materiales.



No obstante, es impensable operar una central de ciclo combinado a un régimen de carga estable. Aunque técnicamente es lo idóneo, económicamente no es viable. Por ello, estas centrales deben estar diseñadas para soportar estos constantes cambios de carga.

Una forma de limitar los efectos de la fatiga de los materiales, es la de diseñar la turbina de gas de forma que mantenga constantes determinadas temperaturas (sobre todo las temperaturas de las cámaras de combustión y las temperaturas de los gases de escape) para las diferentes cargas [30].

## 2.3 Emisiones

En comparación con las centrales térmicas convencionales, las centrales de ciclo combinado son más respetuosas con el medio ambiente. Sus emisiones atmosféricas son menores y menos contaminantes que estas otras centrales térmicas. Emiten tan solo  $\text{CO}_2$  y en menor cantidad por  $kWh$  producido, casi un 40% menos. Además las emisiones de  $\text{SO}_2$ , de  $\text{NO}_x$  y de partículas materiales son muy bajas, y en algunos casos, inapreciables.

Los vertidos líquidos son en su mayoría de agua de refrigeración, cuyo aspecto medioambiental más significativo es la elevación de temperatura. El resto de los vertidos líquidos, como son las purgas de caldera, el agua con restos de aceite, etc., se depuran antes del vertido final, por lo que medioambientalmente no tienen ningún impacto.

En cuanto a ruidos, las turbinas de gas y vapor y el generador suelen estar dentro de recintos aislados con paneles acústicos, que garantizan que las emisiones de ruidos estarán siempre por debajo de los límites considerados como perjudiciales para los trabajadores. Otra fuente de ruido es el transformador principal, que emite un ruido audible, de frecuencia 50 Hz, de cierta intensidad, pero muy por debajo de los límites permitidos. De cualquier forma, el nivel de ruido que se transmite al exterior de las instalaciones es bajo, y no es fácil identificar por el nivel de ruido al exterior si la central está en marcha o parada.

Por todo ello, se puede afirmar que las centrales de ciclo combinado son respetuosas con el medioambiente y que permiten garantizar un desarrollo sostenible de la zona de su implantación [30].

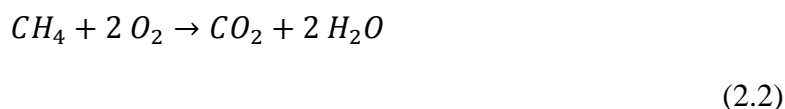
### 2.3.1 Emisiones atmosféricas

En este apartado se detallarán brevemente las diferentes emisiones producidas, durante la combustión del gas natural en las centrales de ciclo combinado. En el *Capítulo 7* se calcularán las emisiones para la central térmica de estudio, valorando si la alternativa de hibridación presentada en este proyecto permitiría reducir el impacto medioambiental.

En este apartado se detallarán las emisiones atmosféricas principales, como son el  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  y las partículas materiales.

### 2.3.2.1 $CO_2$

Pese a que la composición del gas natural varía según su procedencia, el componente que mayor peso tiene en la composición es el metano, por lo que se podría aproximar las emisiones de  $CO_2$  a través de un balance estequiométrico de la combustión del metano.

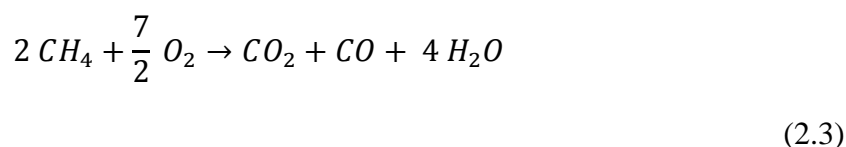


El  $CO_2$  es uno de los gases responsables del efecto invernadero. Existen determinados acuerdos internacionales, entre los que destaca el Protocolo de Kioto, destinados a controlar las emisiones de este tipo de contaminantes.

Las centrales de ciclo combinado tienen unas emisiones menores de  $CO_2$  que otros tipos de centrales térmicas que utilizan como combustibles las energías fósiles. Esto es debido al mayor rendimiento obtenido al combinar un ciclo de gas con un de vapor, lo que hace que la cantidad de  $CO_2$  emitido por  $kWh$  generado sea casi un 40% menor que en las centrales térmicas convencionales [30].

### 2.3.2.2 $CO$

Las emisiones de  $CO$  se forman por una deficiente combustión, que se puede expresar estequiométricamente de la siguiente forma:



En condiciones normales las emisiones de  $CO$  correspondientes a la combustión en la turbina de gas son muy bajas (menos de  $1 mg/Nm^3$ ). Únicamente durante los procesos de arranque, estas emisiones adquieren valores apreciables, aunque tras unos minutos de funcionamiento, éstos vuelven a la normalidad [30].

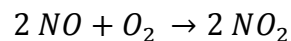
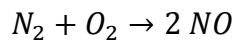
### 2.3.2.3 $SO_2$ y $NO_x$

Los combustibles fósiles tienen pequeñas cantidades de azufre en su composición, que también sufren el proceso de combustión transformándose en  $SO_2$ :



El gas natural contiene cantidades muy bajas de azufre, por lo que la producción de  $\text{SO}_2$  es muy pequeña, cuando la planta de ciclo combinado funciona con gas natural. Las emisiones de este contaminante son entre 10 y 20 veces inferiores a las producidas en una central de carbón.

El nitrógeno que contiene el aire introducido en la cámara de combustión también reacciona con el oxígeno a altas temperaturas para formar dos óxidos:



(2.5)

Las condiciones de combustión de la turbina de gas no favorecen la formación de óxidos de nitrógeno. Sólo en determinadas circunstancias, como por ejemplo cuando se utiliza como combustible auxiliar gasóleo ya que las condiciones en la cámara de combustión cambian, alcanzándose temperaturas superiores, por lo que las emisiones de  $\text{NO}_x$  aumentan.

Para disminuir la emisión de este gas, se suele inyectar en la turbina agua desmineralizada, cuya única misión es rebajar la temperatura de la combustión. Además, las centrales suelen tener limitado el número de días al año que pueden funcionar con un combustible auxiliar, que generalmente es distinto del gas natural. De cualquier forma, las emisiones de  $\text{NO}_x$  rara vez pasan de los  $25 \text{ mg/Nm}^3$ , mientras que en una central de carbón tradicional, se emiten alrededor de  $600 \text{ mg/Nm}^3$ .

El dióxido de azufre y los óxidos de nitrógeno son responsables del fenómeno conocido como 'lluvia ácida'. Ésta se forma generalmente en las nubes altas donde el  $\text{SO}_2$  y los óxidos de nitrógeno, conocidos como  $\text{NO}_x$ , reaccionan con el agua y el oxígeno, formando una solución diluida de ácido sulfúrico y ácido nítrico aumentándose la velocidad de esta reacción gracias a la radiación solar.

La lluvia, la nieve, la niebla y otras formas de precipitación arrastran estos contaminantes hacia las partes bajas de la atmósfera, depositándolos sobre las hojas de las plantas, los edificios, los monumentos y el suelo [30].

#### 2.3.2.4 Partículas sólidas

El gas natural no arrastra partículas sólidas durante la combustión y no genera cenizas ni ningún otro residuo sólido, por lo que la cantidad de partículas emitidas por una central de ciclo combinado es extraordinariamente baja [30].

### **2.3.2 Control de las emisiones atmosféricas**

En la chimenea que conduce los gases resultantes de la combustión del gas natural, se instalan medidores de los diferentes contaminantes. Estos medidores analizan y registran la composición de los gases. Los datos obtenidos son enviados periódicamente a la administración, aunque también se puede acceder a estos datos de forma instantánea y continua, con el fin de verificar el cumplimiento de los límites de emisión impuestos por las diferentes autorizaciones y normativas.

Los medidores están sujetos a un estricto plan de calibración y mantenimiento, supervisado por la administración, para asegurar que los valores medidos y registrados se corresponden con la realidad.

Además de estos dispositivos instalados en la chimenea, también se instalan en las proximidades de la central otros dispositivos de medición que analizan la calidad del aire a cierta distancia, para estudiar el efecto de las emisiones en los alrededores. Estos medidores no sólo recogen las partículas y los gases procedentes de la central de ciclo combinado, sino de todas las empresas que emiten gases en la misma área [30].

### **2.3.3 Vertidos**

Los vertidos de una central de ciclo combinado provienen principalmente del circuito de refrigeración y de los distintos procesos que se llevan a cabo.

Las características del vertido procedente del agua de refrigeración dependen del tipo de refrigeración (circuito abierto o circuito cerrado, con torre de refrigeración) y del origen del agua que se utilice (agua de mar o agua dulce).

Las aguas de proceso provienen del ciclo de potencia y tienen diversos orígenes: efluentes de purga de caldera, aguas que pueden haber estado en contacto con aceites o combustibles, efluentes de la planta de producción de agua desmineralizada y aguas sanitarias. Normalmente cada uno de estos efluentes es depurado por separado, y una vez que tiene la calidad necesaria, es conducido a una balsa común, en la que se analiza el vertido de aguas de proceso en su conjunto para comprobar que no se supera ninguno de los parámetros establecidos en las diversas normativas de aplicación.

Por último, hay algunas aguas que no pueden ser vertidas a los cauces públicos, y que deben ser retiradas por gestores autorizados para su tratamiento. Entre ellas destacan las aguas de limpieza del compresor, las aguas de limpieza de la torre de refrigeración, las aguas de limpieza de caldera, y en general, cualquier agua que pueda contener contaminantes que no puedan depurarse de forma oportuna [30].

### 2.3.4 Ruidos

Los puntos que generan niveles de ruido apreciables en una central de ciclo combinado son los siguientes:

- *Tren de potencia (turbina de gas, turbina de vapor y generador):* constituyen la principal fuente de ruido, con niveles superiores a los 90 dB. Para disminuirlo, se envuelven estos equipos con una manta aislante sujeta a la carcasa. Con ello se minimiza el ruido al exterior y las pérdidas de calor. Además, cada uno de esos equipos se 'encierra' en un recinto que lo aísla acústicamente del exterior. El conjunto del tren de potencia se sitúa en una nave cuyas paredes están formadas normalmente por paneles acústicos, que protegen el conjunto de las inclemencias meteorológicas y evitan que el ruido salga al exterior. El resultado final es que desde el exterior de la central (incluso desde el exterior de la nave) no se percibe en absoluto ninguna variación del nivel sonoro, al ser menor que el ruido de fondo.
- *Transformadores:* generan un ruido constante de baja frecuencia, 50 Hz que corresponde a la frecuencia de la corriente alterna. El nivel de ruido no es muy alto, siendo unos 30 dB a una distancia de un metro del transformador principal, manteniéndose como un ruido de fondo constante.
- *Bombas del agua de alimentación de la caldera:* las bombas de alta presión suelen ser las más ruidosas, y por ello, se sitúan en el interior de receptáculos insonorizados. Las bombas de media y baja presión emiten un nivel sonoro aceptable, por debajo de los 50 dB.
- *Bombas del agua de refrigeración:* suelen ser de gran tamaño, pero su nivel sonoro es bajo, por lo que en general ni siquiera están dentro de recintos aislados.
- *Ventiladores de torre de refrigeración o de aerocondensadores:* el ruido de estos equipos a muy corta distancia es alto, pero su propia constitución hace que el ruido que se transmite al exterior sea casi inapreciable.
- *Válvulas de seguridad de caldera:* cuando se produce la apertura de las válvulas de seguridad, el sonido puede apreciarse a cierta distancia.
- *Compresor de gas:* el compresor de gas en funcionamiento produce un nivel sonoro bastante apreciable, por lo que suele situarse dentro de un receptáculo insonorizado.

El resultado final de las medidas correctoras es que en el interior son muy pocas las zonas en las que se necesitan de protectores acústicos, por lo que es posible realizar los trabajos normales en una central sin ningún tipo de protección auditiva. En el exterior de la central el ruido que se transmite es realmente bajo [30].

## **2.4 Ventajas y desventajas**

Las centrales de ciclo combinado presentan numerosas ventajas, frente a otras centrales térmicas. Entre estas ventajas destacar que son centrales económicas, es decir, son las centrales más baratas de construir, teniendo en cuenta el precio por megavatio instalado lo que permite que la central se amortice en un corto periodo de tiempo permitiendo a la empresa obtener beneficios en poco tiempo.

Además son muy eficientes, por lo que para producir la misma potencia que una central convencional necesitarían menos combustible, consiguiendo así un ahorro importante. También destacar el bajo consumo de agua de refrigeración en comparación con los ciclos convencionales. Además como ya se ha comentado, tienen una gran flexibilidad pudiendo operar a plena carga o cargas parciales.

Otro factor fundamental es que sus emisiones son más bajas que en las centrales convencionales, rebajando de forma significativa las emisiones de CO<sub>2</sub>. También requieren de una menor superficie por MW instalado lo que reduce el impacto visual.

Sin embargo este tipo de centrales también presentan inconvenientes, como son la contaminación atmosférica, que pese a ser menor que en otras centrales de potencia, también se produce. Requiere mucha agua destinada al sistema de refrigeración, dicha agua vuelve caliente al río o al mar, con lo que el ecosistema de ese lugar muere o desaparece, ya que nunca logra adaptarse a dicha variación térmica.

## **2.5 Caso de estudio**

Una vez explicada la situación de las centrales de ciclo combinado en España, su modo de operación y sus emisiones, llega el momento de estudiar la central de ciclo combinado escogida para el presente proyecto.

### **2.5.1 Localización e historia**

La central de ciclo combinado escogida es la central térmica *Bèsos V*, que es una instalación termoeléctrica de ciclo combinado situada junto a la desembocadura del río Bèsos en el Mar Mediterráneo, en el término municipal de San Adrián del Bèsos en la provincia de Barcelona (España).

Dicha central consta de dos grupos térmicos que suman 859 MW y están alimentados con gas natural, aunque en casos de emergencia puede usar gasóleo como combustible auxiliar. Fue conectada a la red en 2011 y es propiedad de la multinacional Endesa.





**Figura 2.6** – *Vista aérea de la central de ciclo combinado Bèsos V. Proporcionada por Endesa.*

El proyecto para la construcción de un nuevo ciclo combinado en la desembocadura del Bèsos se fraguó debido a la necesidad de la sustitución de la central térmica del Bèsos, que consistía en un ciclo térmico convencional cuyo combustible principal era fueloil. Fue construida en 1970 y el motivo de su sustitución fue debido a que cumplía su ciclo vital.

Endesa decidió entonces la construcción, de una nueva central de ciclo combinado que sustituyera a la de las tres chimeneas, a pesar de que ya contaba con un grupo en la central de ciclo combinado del Bèsos, compartida al 50% con Gas Natural Fenosa y conectada en 2002 (Bèsos III y IV).

Tras la obtención de los pertinentes permisos, comenzó su construcción en 2008, en los alrededores a la compartida con Gas Natural. En algunos momentos, llegaron a trabajar en la construcción hasta 700 operarios. Las obras se prolongaron durante 3 años, hasta que el 31 de marzo de 2011 se llevó a cabo su inauguración, a la que acudieron el presidente de la Generalitat de Catalunya, Artur Mas y el presidente de Endesa, Borja Prado. El coste final de la instalación fue de 436 millones € [1].

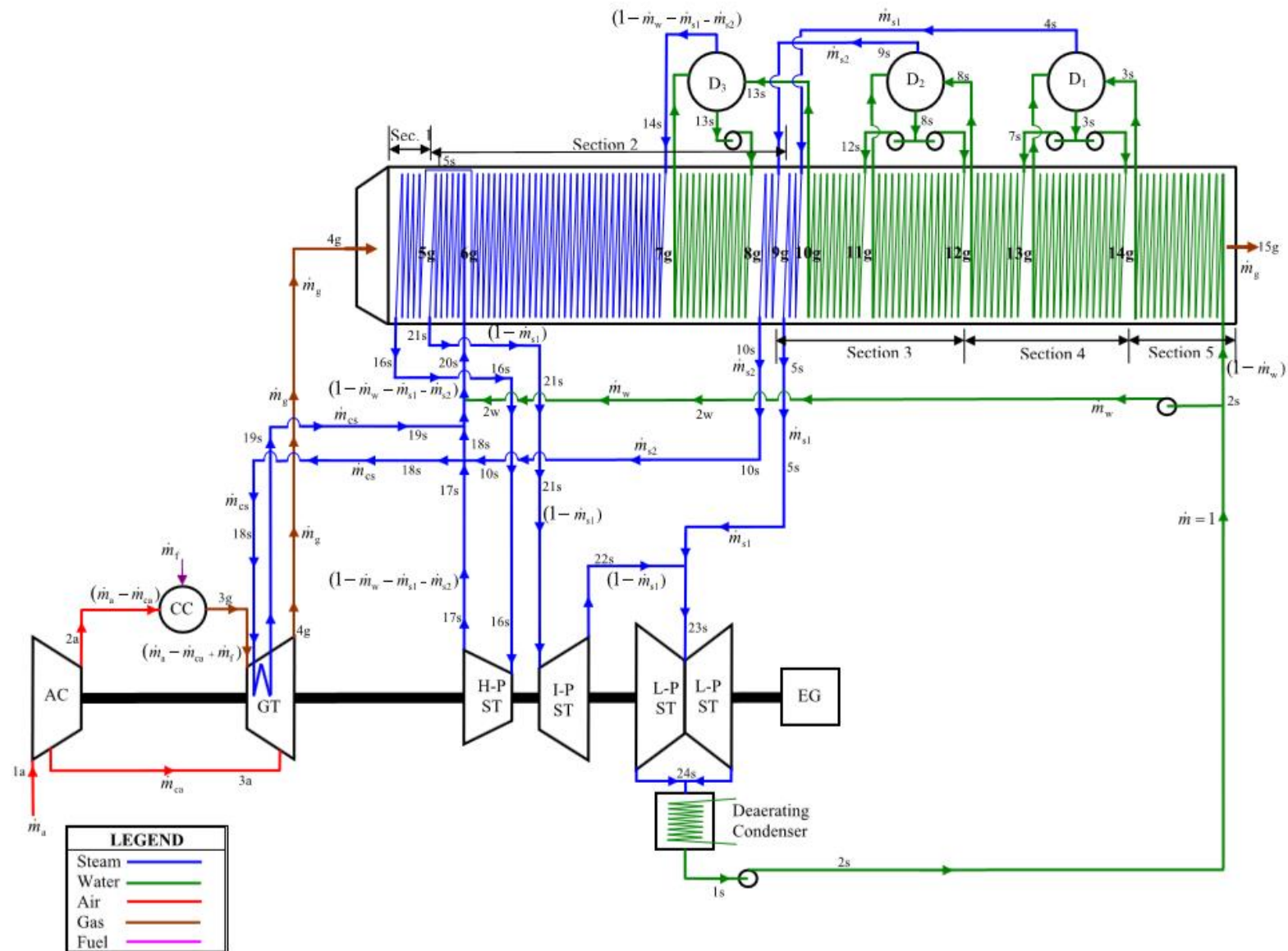
### 2.5.2 Disposición y funcionamiento

En este apartado se detallarán los parámetros de operación de la central de ciclo combinado, dichos parámetros han sido amablemente proporcionados por D. José María Lobato Morchón, responsable de los ciclos combinados de Endesa.

La central Bèsos V dispone de una configuración 2x1, la cual se compone de dos turbinas de gas de 270 MW cada una y una turbina de vapor de 297 MW. El ciclo de vapor

consta de tres niveles de presión y un recalentamiento, donde el calor utilizado para dicho ciclo es proporcionado por los gases de escape de la turbina de gas.

La disposición empleada en el ciclo de potencia puede observarse en la Figura 2.7.



**Figura 2.7** – Diagrama de un ciclo combinado con 3 niveles de presión y recalentamiento. [5]

Una vez comentada la configuración general del ciclo de potencia, es el momento de detallar los parámetros de operación del ciclo. Dichos parámetros están resumidos en las siguientes tablas:



Como se comentó anteriormente, el ciclo de potencia consta de dos turbinas debido a la configuración 2x1. El modelo de las turbinas es PG 9371 FB. Serie 9 FB y ha sido fabricada por General Electric. Los parámetros característicos de dichas turbinas están detallados en la siguiente tabla:

Turbina de gas	
Tipo	2 x 1
Número de etapas del compresor	18
Número de etapas de turbina	3
Temperatura de gases de escape [°C]	629
Ratio de presión	18,5 / 1
Velocidad de régimen [r.p.m.]	3000
Rendimiento [%]	57,56 % (diseño ciclo combinado) 37,5 % (Turbina de Gas)
Potencia [MW]	270

**Tabla 2.1** – Parámetros de operación de la turbina de gas.

El ciclo de vapor consta de tres niveles de presión con un recalentamiento intermedio. La turbina es un modelo D11-50-380 fabricada por General Electric. Consta de dos cuerpos, uno de alta/media presión de flujos opuestos y un cuerpo de baja presión de doble flujo con escape vertical.

Turbina de vapor	
Potencia máxima [MW]	297
Número de cuerpos	3
Número de extracciones	1 (Recalentado frío)
Presión en condensador [bar]	0,0425
Velocidad de régimen [r.p.m.]	3000

**Tabla 2.2** – Parámetros de operación de la turbina de vapor.

Como se ha comentado anteriormente, la central está situada a la desembocadura del río *El Bèsos*, de donde extrae el agua para realizar la refrigeración. Los parámetros del condensador son:

Condensador	
Tipo de condensador	Tubos de acero inoxidable
Fluido refrigerante y procedencia	Agua de mar en circuito abierto
Salto térmico [°C]	7 °C
Caudal [t/h]	65000

**Tabla 2.3** – Parámetros de operación del condensador.

La caldera de recuperación empleada es una HRSG de Flujo de gases horizontales, fabricada por NEM. En la siguiente tabla se muestran los parámetros característicos de la caldera.

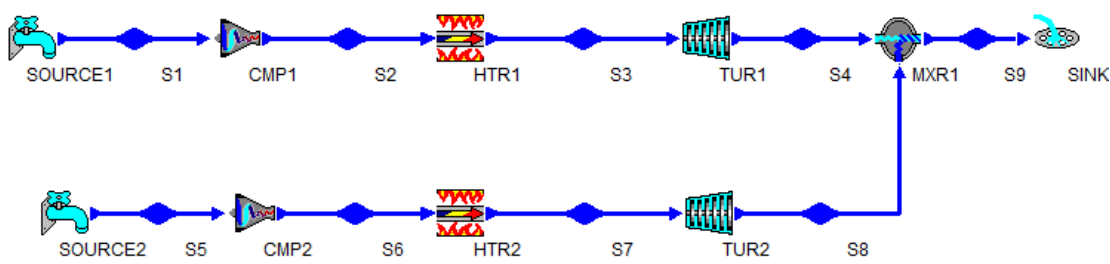
Calderas de recuperación		
Alta presión	Caudal vapor sobrecalentado [t/h]	583,2
	Temperatura vapor sobrecalentado [°C]	565,5
	Presión vapor sobrecalentado [bar]	125,1
Media presión	Caudal vapor sobrecalentado [t/h]	72,02
	Temperatura vapor sobrecalentado [°C]	314,4
	Presión vapor sobrecalentado [bar]	28,02
Recalentamiento	Caudal vapor recalentado [t/h]	645
	Temperatura vapor recalentado [°C]	564,9
	Presión vapor recalentado [bar]	25,78
Baja presión	Caudal vapor sobrecalentado [t/h]	75
	Temperatura vapor sobrecalentado [°C]	311,8
	Presión vapor sobrecalentado [bar]	4,399
	Temperatura agua alimentación [°C]	149,2 (Calderín baja Presión)

**Tabla 2.4** – Parámetros de operación de la caldera de recuperación.

### 2.5.3 Simulación de la central en CyclePad

Para la simulación del ciclo y las posteriores alternativas de hibridación se utilizará el software *Cyclepad*. Los motivos de usar dicho software son las facilidades de análisis que proporciona además que ayuda de que permite detectar diseños físicamente imposibles.

Para comenzar se asemejará el funcionamiento de la simulación a la del ciclo real. Para ello a través del software *Cyclepad* se intenta adaptar los valores de operación del ciclo a los que tendría en la realidad. La forma de realizar esta adaptación del ciclo original es a través de los rendimientos del compresor y de la turbina.

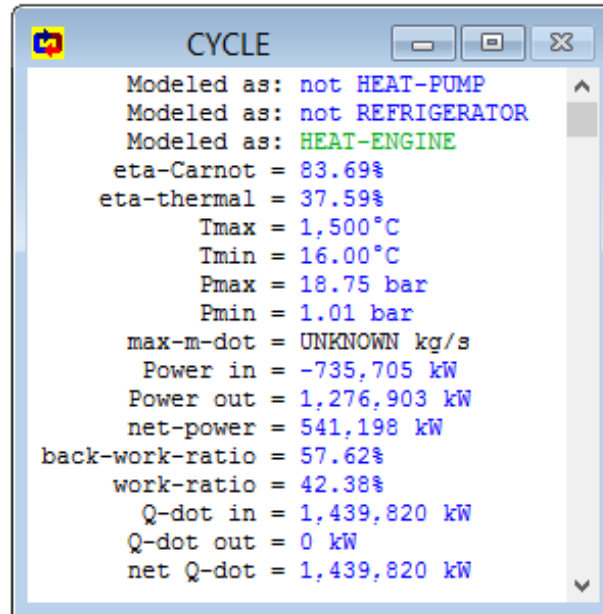


**Figura 2.8** – Simulación del ciclo de gas en Cyclepad.

Inicialmente se ha impuesto que la temperatura ambiente es de 16°C y la temperatura de la caldera son 1500°C. Con estas condiciones y los modos de operación del compresor y de la turbina se obtienen que los rendimientos isoentrópicos que permiten tener las mismas condiciones de operación que el ciclo real son de 75% y 86,86% respectivamente.

Destacar que las hipótesis realizadas en el ciclo de gas son que el aporte de calor se produce a presión constante y que la turbina y el compresor son adiabáticos.

Con todas estas consideraciones se obtienen, tal y como se pretendía, unas propiedades del ciclo similares a las que tendría realmente las turbinas de gas.



**Figura 2.9** – Resultados de la simulación del ciclo de gas en Cyclepad.

Una vez obtenido la configuración que tendría en el software el ciclo de gas se pasará a analizar el ciclo combinado completo. Las hipótesis utilizadas para la simulación del ciclo son:

- *Intercambiadores de calor:* se supondrán intercambiadores de calor ideales, sin pérdidas de presión en ninguno de los ramales. El flujo será contracorriente.
- *Bombas y turbinas:* se supondrán adiabáticas y reversibles, es decir, el rendimiento de estas será del 100%.
- *Condensador:* será isobárico y se impondrá la presión de trabajo anteriormente comentada.
- *Desgasificador:* trabajaría a presión constante e igual a 0,3 bar. Valor tomado de la bibliografía.
- *Vapor saturado a la salida de los evaporadores.*
- *Líquido saturado a la entrada de las bombas.*

Una vez detalladas las hipótesis se procederá a la construcción del ciclo completo en el software y a la introducción en este de los diferentes parámetros de operación. El ciclo construido se puede observar en la Figura 2.10.

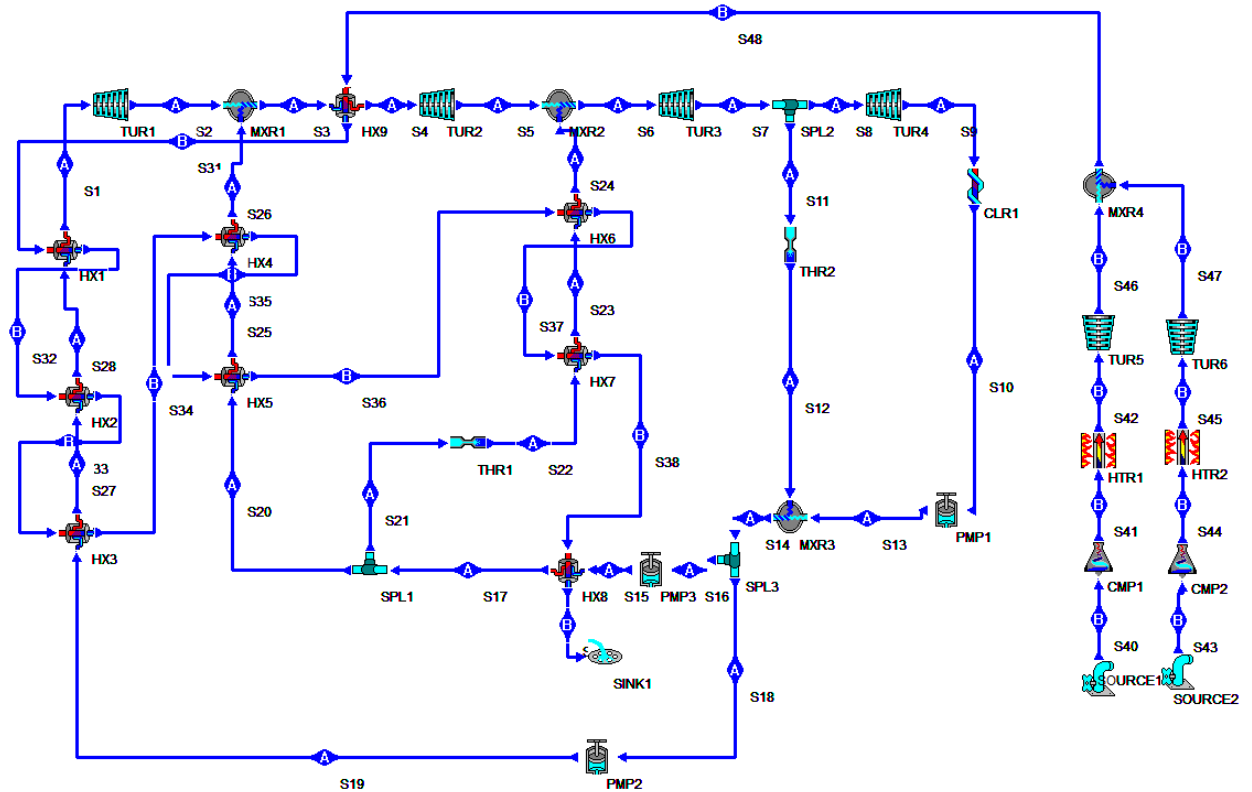


Figura 2.10 – Simulación del ciclo combinado en Cyclepad.

Debido a la rigidez de *Cyclepad* los gastos másicos que se introducirán en el ciclo serán a través de un proceso iterativo hasta conseguir que las propiedades obtenidas en el software sean las mismas que las que tendría el ciclo en la realidad. Los resultados de la simulación se pueden observar en la siguiente figura.

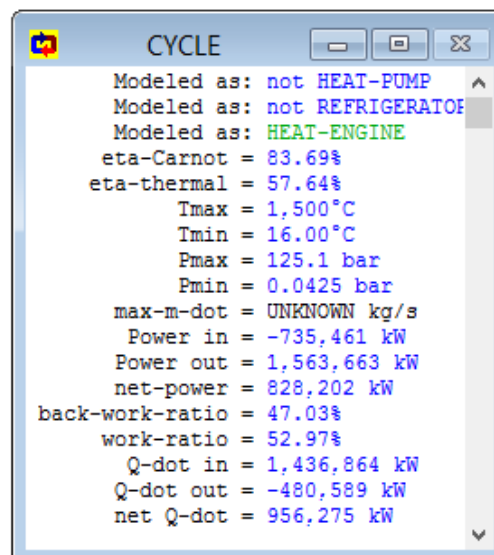


Figura 2.11 – Resultados de la simulación del ciclo de gas en Cyclepad.

Una vez finalizado la simulación del ciclo combinado en el software *Cyclepad* y comprobada la similitud entre los resultados reales y los obtenidos en la simulación se comenzarán a estudiar las diferentes alternativas de hibridación. Realizando posteriormente estudios sobre donde será mejor realizar la conexión de la hibridación, finalizando el proyecto con los estudios de viabilidad económica y medioambiental de dicha hibridación.

### 3. Energía termosolar

Durante siglos se ha utilizado la energía solar, actualmente esos usos pueden dividirse, a nivel industrial, en dos:

- *La energía solar térmica o termosolar:* consiste en el empleo de la energía del sol para producir calor. Este aprovechamiento de la energía se realiza a través de sistemas de concentración. La concentración de la radiación se puede realizar de cuatro formas: receptor central, discos parabólicos, colectores lineales Fresnel y colectores cilíndrico parabólicos.
- *La energía solar fotovoltaica:* se basa en la transformación directa de la radiación solar en electricidad. Dicha transformación se produce en unos dispositivos denominados paneles fotovoltaicos, en los cuales gracias a la radiación solar, se excitan los electrones de un dispositivo semiconductor generando una pequeña diferencia de potencial.

Como este proyecto se centra en la hibridación de una central de ciclo combinado con energía termosolar, esta se explicará más en detalle en los próximos apartados, donde se expondrán las diferentes formas de concentración de energía mencionadas anteriormente.

#### 3.1 Principales tecnologías

Tal y como se ha comentado, la energía termosolar se basa en la utilización de sistemas de concentración para la producción de electricidad. El objetivo de este tipo de sistemas es el de concentrar la energía, transportándola a través de un fluido caloportador con el fin de utilizarla en un ciclo de potencia con el fin de producir electricidad.

Existen 4 sistemas de concentración de la radiación, que pueden dividirse en dos grupos:

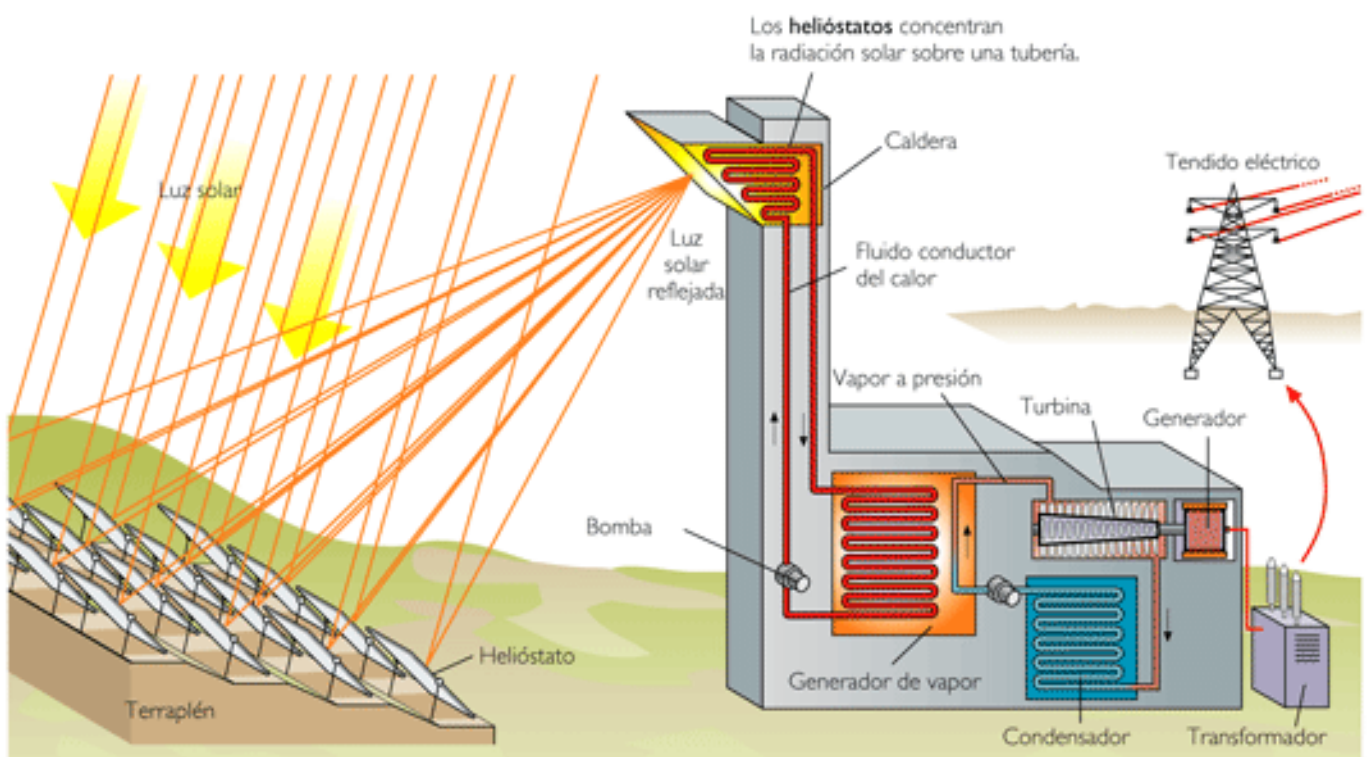
- *Concentración puntual:* dentro de este grupo destacan las centrales de receptor central, en las cuales la radiación incide sobre un campo de heliostatos donde se refleja hasta hacerla coincidir en una torre elevada y los discos parabólicos donde se utiliza un espejo de forma parabólica para concentrar los rayos de sol, generalmente, en un motor Stirling.
- *Concentración lineal:* en este grupo se encontrarían los reflectores lineales tipo Fresnel, en los cuales se concentraría la radiación en un tubo absorbedor gracias a una serie de espejos planos situados en el suelo, y los colectores cilíndrico parabólicos, donde en lugar de utilizar espejos lineales emplearían unos parabólicos.

### 3.1.1 Receptor central

El sistema de concentración de receptor central se basa en la utilización de heliostatos, que son un conjunto de espejos planos que actúan como superficie reflectante, con el fin de concentrar la radiación en lo alto de una torre, tal y como se muestra en la Figura 3.1.

Este tipo de sistemas de concentración permiten obtener elevadas temperaturas en el fluido caloportador, pudiendo llegar hasta  $1500^{\circ}\text{C}$ . Usualmente se trabaja con temperaturas entorno a  $1000^{\circ}\text{C}$ .

Una central de receptor central se divide en dos componentes principales: el campo de heliostatos y la torre.



**Figura 3.1** – Central de receptor central. [36]

El posicionamiento de los espejos que componen los heliostatos se realiza con el fin de encontrar un equilibrio entre el rendimiento económico y el energético. Teóricamente dichos espejos deberían colocarse formando círculos concéntricos de tal forma que la extensión ocupada por los heliostatos sea la misma que la de los espejos que la componen. En la realidad los heliostatos se colocan con una distancia determinada, debido a factores de rendimiento especular y del aprovechamiento del campo.



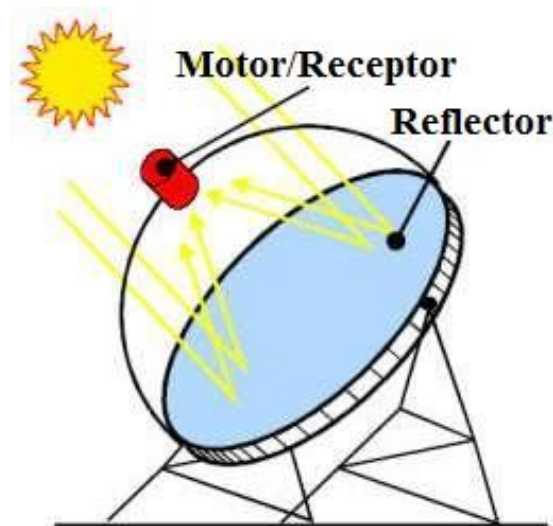
La desventaja de este posicionamiento es la aparición de sombras, por lo que no se podría utilizar de forma eficiente toda la superficie del heliostato. Para minimizar este efecto se tiende a elevar el receptor de la torre lo máximo posible.

Los heliostatos deben tener una orientación precisa, la cual siga el movimiento del sol, para ello se controlan su posicionamiento a través de ordenador. De esta forma los heliostatos modificarían su orientación de forma continua a lo largo del día y podrían seguir la trayectoria del sol.

Con el fin de incrementar las horas de producción de energía con este tipo de sistemas de concentración, se tiende a acoplar un sistema de almacenamiento energético de forma que permita el uso de la central en días nublados o durante la noche [4].

### 3.1.2 Discos parabólicos

El sistema de concentración disco parabólico consta de un único disco parabólico de varios metros de diámetro, encargado de concentrar la radiación solar directa que recibe en su área de apertura sobre la región central de la parábola. En dicha sección se sitúa un receptor absorbente que se encarga de transformar la radiación solar recibida en calor, siendo, generalmente este absorbente un motor Stirling. Debido a esta configuración se evita la necesidad de utilizar un fluido caloportador y la necesidad de un sistema de refrigeración.



**Figura 3.2** – Esquema básico de un sistema disco parabólico. Adaptado de [58]

Este tipo de sistemas de concentración dispone de un sistema de orientación basado en dos ejes, gracias al cual puede seguir completamente el movimiento del Sol a lo largo del día.

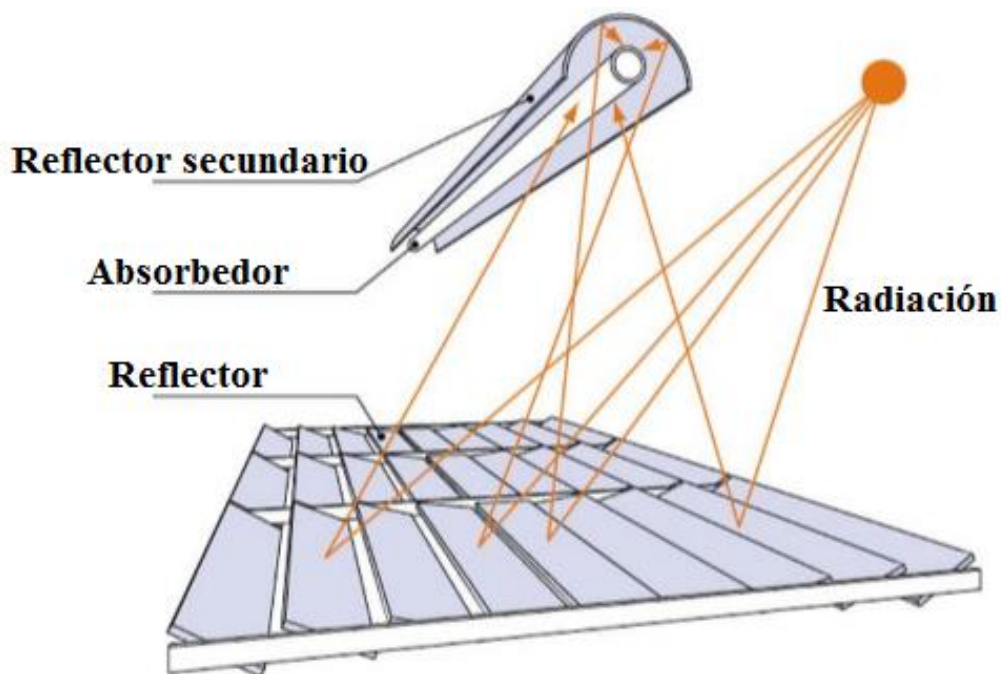


El disco parabólico destaca por la gran eficiencia en cuanto a la transformación del calor en electricidad, sin embargo presenta unos costes económicos considerables.

Este tipo de sistemas de concentración permiten obtener elevadas temperaturas, trabajando alrededor de los  $1500^{\circ}\text{C}$ . Presentan además un tamaño limitado, siendo su potencia inferior a  $25\text{ kW}$ . Siendo el fluido de trabajo más habitual helio e incluso hidrógeno [3].

### 3.1.3 Colectores lineales Fresnel

Los sistemas de colectores lineales Fresnel, constan de una serie de largas filas de espejos planos ligeramente curvados, que reflejan la radiación incidente hacia un tubo absorbedor, a través del cual circula un fluido caloportador que se encargará de transportar esta energía del sol hacia el ciclo de potencia.



**Figura 3.3** – Esquema de un reflector lineal Fresnel. Adaptado de [47]

Tal y como se ha comentado, los reflectores utilizados presentan una ligera curvatura, la cual permite realizar un enfoque mucho mayor. Cada fila de estos reflectores se mueve con la ayuda de un motor, que permite realizar un seguimiento del sol basado en un único eje.

Este tipo de sistemas de concentración destaca por la posibilidad de producir directamente vapor, obtenido al hacer circular agua por el tubo absorbedor, que se calienta a temperaturas de hasta  $450^{\circ}\text{C}$ , utilizándose para obtener energía eléctrica a través de su expansión en una turbina.

La ventaja de este tipo de tecnología es que presenta un diseño simple, lo que permite tener unos menores costes de inversión. Además la utilización de este tipo de sistemas para la producción de vapor, permite eliminar los costes del fluido de transferencia y de los intercambiadores de calor.

Sin embargo, los reflectores lineales Fresnel, son menos eficientes que otros sistemas de concentración y presentan mayores dificultades para albergar un sistema de almacenamiento.

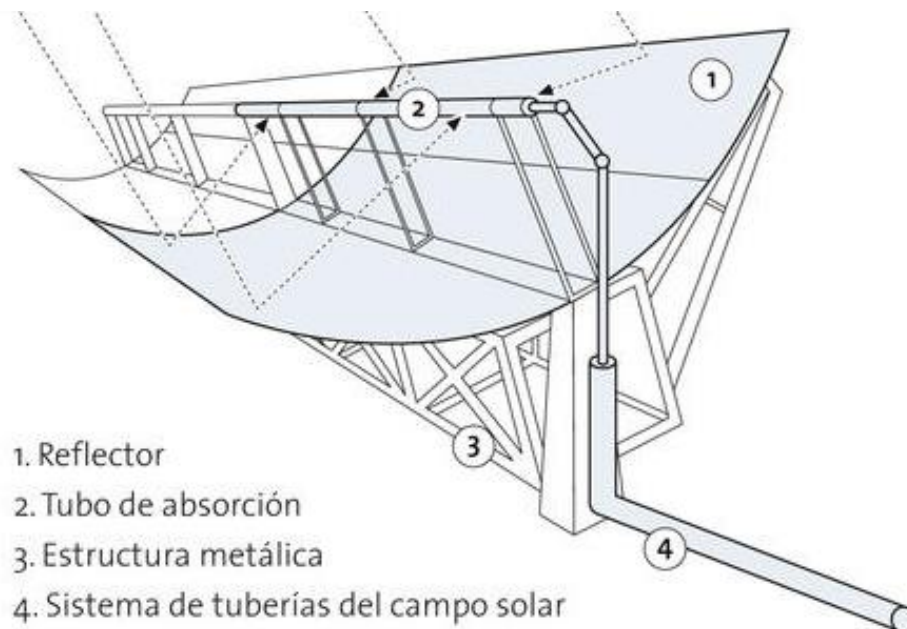
### 3.1.4 Colectores cilíndrico-parabólicos

Los colectores cilíndrico-parabólicos consta de una serie de espejos cilíndricos cuya sección transversal es una parábola que permiten concentrar en el foco de dicha parábola la radiación directa.

Estos colectores transforman la radiación solar directa en energía térmica a través del calentamiento de un fluido caloportador, que puede trabajar a temperaturas entorno a  $400^{\circ}\text{C}$ .

Las limitaciones de este tipo de sistemas, viene impuesta principalmente por dos factores, el primero es el rango de temperaturas a las que trabaja el fluido caloportador y el segundo factor sería el de la temperatura máxima que admitiría el tubo receptor.

La generación de electricidad en este tipo de tecnologías se basaría en la utilización de la radiación solar, que es transmitida a un fluido caloportador, para la obtención de vapor en un ciclo Rankine.



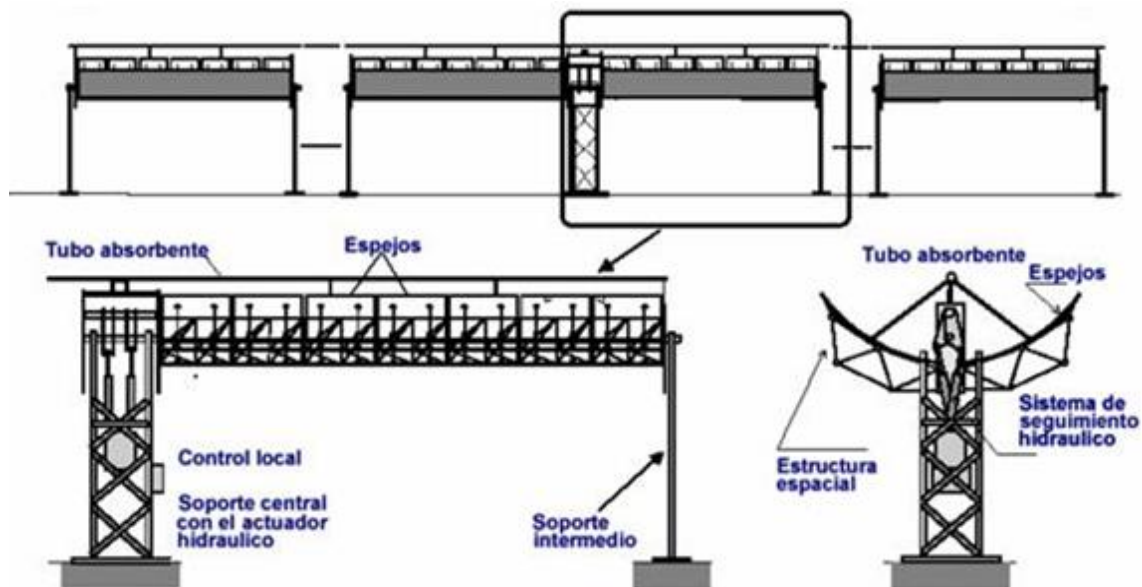
**Figura 3.4** – Esquema de un colector cilíndrico parabólico. [57]

Estructuralmente, este tipo de colectores puede descomponerse en cuatro elementos principales: la estructura de soporte y la cimentación, el concentrador cilíndrico parabólico, el tubo absorbedor y el sistema de seguimiento solar [3].

Debido a que el proyecto empleará esta tecnología, se explicará más en detalle sus componentes.

#### 3.1.4.1 Estructura soporte

La función principal de la estructura es la de dar rigidez al sistema de colectores. Actuaría como interfase entre la cimentación y el propio colector. Las estructuras que actualmente se están utilizando son metálicas, aunque se están intentando implementar nuevos materiales. Los apoyos o pilares también son metálicos, aunque existe la posibilidad de hacerlos de hormigón, originando un bloque completo en el cual se incluiría la cimentación [3].



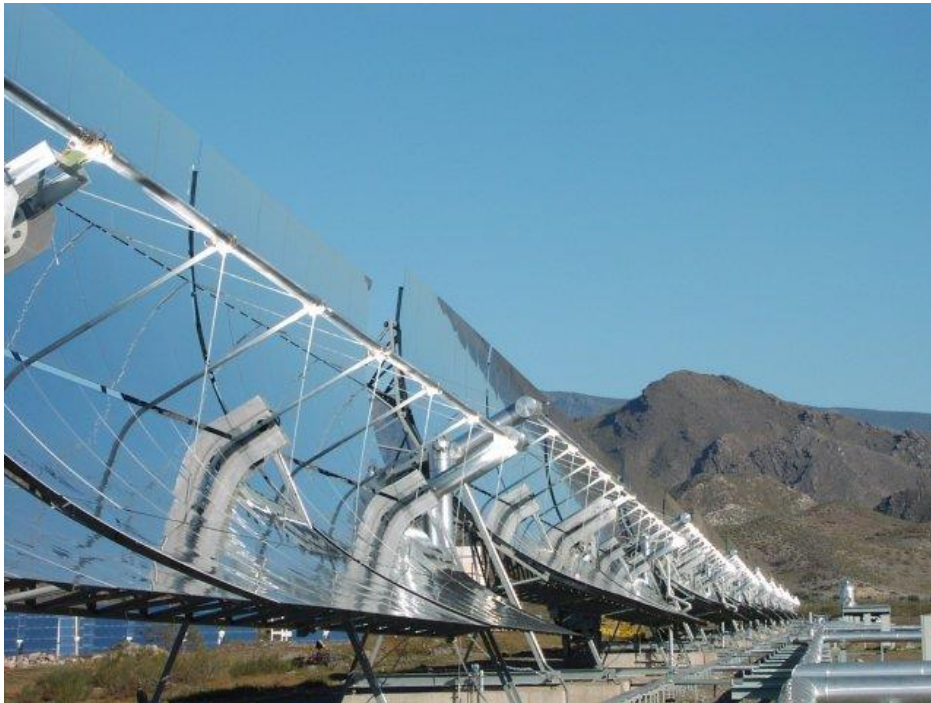
**Figura 3.5** – Vistas de un colector cilíndrico parabólico. [23]

#### 3.1.4.2 Concentrador

El objetivo del concentrador es la de reflejar la radiación solar incidente, proyectándola de forma concentrada sobre el absorbedor o tubo receptor, que se encuentra en la línea focal de la parábola formada por el concentrador [3].

Para producir dicha reflexión de la radiación se utilizan películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte que le aporta la rigidez necesaria. Estos soportes pueden ser:

- *Chapa de metal:* el material tendría la función de soporte y reflectante. La ventaja de usarlo sería su bajo coste. Sin embargo debido a la reflectividad del metal, se deterioraría rápidamente a la intemperie, por lo que no se utilizar para aplicaciones industriales.
- *Chapa de plástico:* se depositaría una película de plata o aluminio sobre él, con lo que se obtendría una fina lámina de plástico reflectante que podría adherirse sobre cualquier soporte rígido. Presentan los mismos inconvenientes que las chapas metálicas a la intemperie, ya que las partículas que transportan generan una pérdida de especularidad.
- *Cristal:* es la opción más utilizada como soporte. Sobre la cara posterior del vidrio se deposita una película de plata protegida por una película de cobre y otra de una pintura epoxi.



**Figura 3.6** – Perfil de un concentrador cilíndrico parabólico. [21]

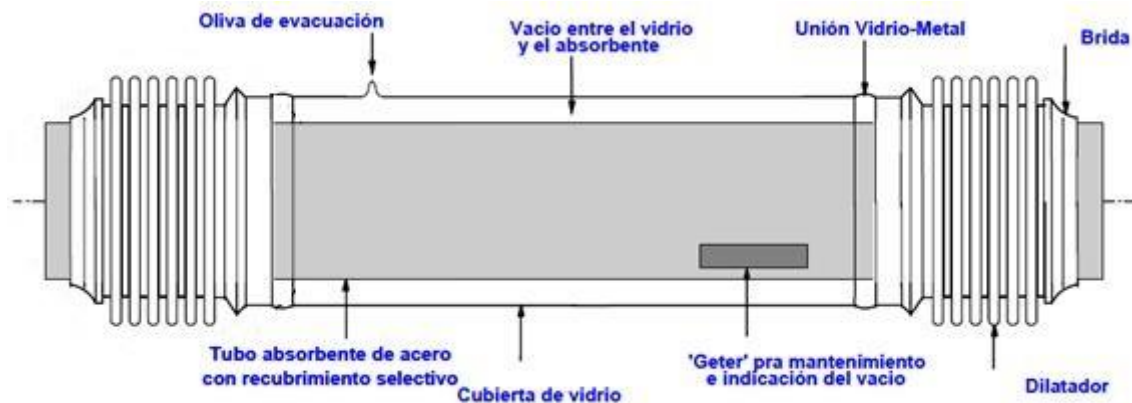
#### 3.1.4.3 Tubo absorbedor

Se encarga de convertir la radiación solar concentrada en energía térmica, que será transferida al fluido térmico. Se encuentra ubicado en la línea focal del colector y se halla unido a la estructura mediante unos brazos que actúan de soporte.

Está formado por dos tubos concéntricos: uno interior metálico, por el que circula el fluido de trabajo, y otro exterior de cristal. En el espacio comprendido entre ambos tubos, se suele practicar el vacío, para reducir las pérdidas energéticas a través de convección.

El tubo metálico lleva un recubrimiento que le proporciona una elevada absorptancia y una baja emisividad, lo que provee al tubo de un elevado rendimiento térmico.

El tubo de cristal que envuelve el tubo interior tiene como objetivo proteger el tubo metálico de las adversidades meteorológicas. Además gracias a este tubo se consiguen reducir las pérdidas convectivas. Este tipo de tubos suele llevar un tratamiento antirreflexivo en ambas caras, con el fin de aumentar la transmisividad y por ende, el rendimiento óptico del colector.



**Figura 3.7** – Esquema de un tubo absorbedor. [52]

Los extremos del tubo de vidrio se unen a través de una soldadura vidrio-metal a un fuelle metálico, soldado por su otro extremo al tubo metálico interior. Al practicar el vacío entre los tubos se consigue un alto nivel de estanqueidad, que actúa además como protector de la superficie selectiva, compensando la diferente dilatación térmica de los tubos de gracias al fuelle metálico [3].

#### 3.1.4.4 Sistema de seguimiento

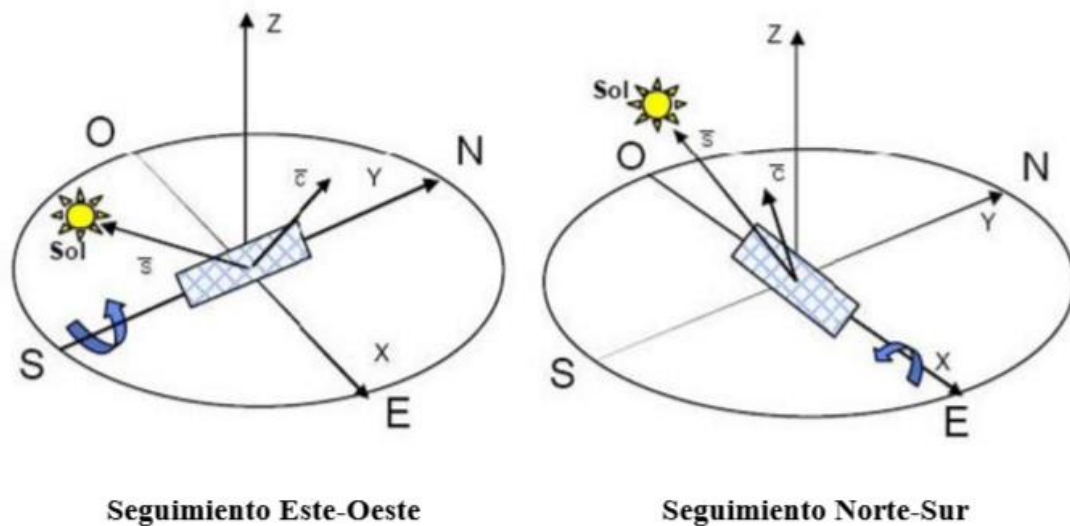
Para concentrar la radiación solar sobre el tubo absorbedor, el colector debe estar de correctamente orientado al Sol de forma continua. Debido a esto, se necesita un mecanismo de seguimiento que permita cambiar la posición del colector conforme el Sol se vaya moviendo.

El sistema de seguimiento más común consiste en un dispositivo que gira la estructura alrededor de un eje. Existen dos tipos de accionamiento para el seguimiento solar: eléctrico e hidráulico.

La orientación de los colectores puede ser norte-sur, donde el seguimiento del sol sería de este a oeste, y este-oeste, donde el seguimiento sería de norte a sur. Ambas configuraciones pueden observarse en la Figura 3.8.



Ambos tipos de orientación tienen características muy dispares. La orientación este-oeste se caracteriza por la orientación al Sol durante el mediodía, poseyendo pérdidas energéticas más acentuadas durante el amanecer y la puesta de Sol, la energía recogida a lo largo de año sería más constante que el otro tipo de orientación. En la orientación norte-sur, ocurriría lo contrario que para la anterior orientación, es decir, presentaría unas pérdidas más acentuadas durante el mediodía, reduciéndose durante la salida y la puesta del Sol, además esta configuración permitiría recoger mucha energía en verano y poca en invierno [3].



**Figura 3.8** – Seguimiento solar con un único eje. [41]

Para abaratar costes y simplificar la construcción del colector, se utiliza un único mecanismo de accionamiento con el fin de mover varios módulos conectados en serie.

### 3.2 Ventajas e inconvenientes de la energía solar

La utilización del Sol como energía proporciona numerosas ventajas, entre las cuales destaca que es una energía limpia, totalmente renovable y procede de una fuente inagotable.

La única inversión necesaria para su funcionamiento es la de la infraestructura. Este tipo de energía no requiere de ningún combustible para su funcionamiento, por lo que no estaría sometida al incremento del coste de los combustibles fósiles debido a su agotamiento.

El empleo de la energía solar provocaría una disminución de la dependencia energética de otros países para satisfacer la demanda energética de la población. Por último destacar el fácil mantenimiento de los sistemas de captación.

Sin embargo, este tipo de energías presentan una serie de inconvenientes, como la necesidad de realizar una gran inversión inicial para desarrollarlas. También destacar la

fluctuación de los niveles de radiación a lo largo del año y de la localización. Además es necesario disponer de grandes áreas para realizar su instalación, lo que provocaría un gran impacto visual, debido a la alteración del paisaje [25].

### 3.3 Motivos de realizar la hibridación con energía solar

La hibridación que se estudiara en el presente proyecto es la de realizar una combinación entre la energía solar y un ciclo combinado. Los motivos de realizar dicha hibridación son las numerosas ventajas que ofrece, ya que permitiría adaptar la generación de electricidad a la demanda, proporcionaría estabilidad en la producción durante los transitorios además de proporcionar una mayor gestionabilidad y un mayor rendimiento en el ciclo de potencia.



Figura 3.9 – Adaptabilidad a la demanda de la hibridación. [46]

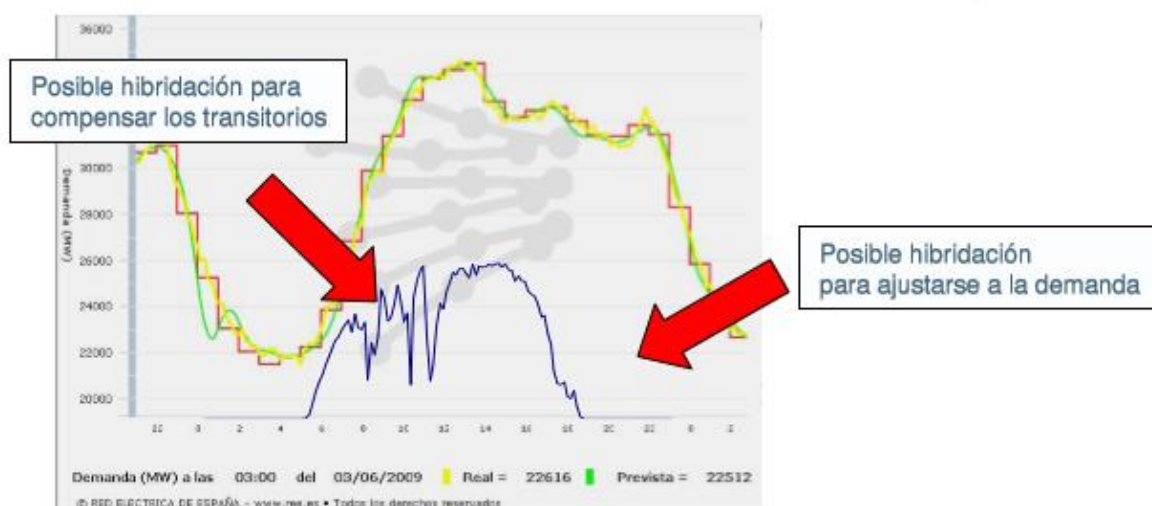


Figura 3.10 – Adaptabilidad a los transitorios gracias a la hibridación. [46]

Sin embargo este tipo de hibridaciones también presenta limitaciones, como la necesidad de sobredimensionar la turbina de vapor respecto al caso del ciclo combinado original, esto implica que en los momentos en los que no halla radiación la turbina trabajara a carga parcial, disminuyendo su rendimiento. Además en las centrales de ciclo combinado hibridadas con tecnología solar (*Integrated Solar Combines Cycle*, ISCC) sería necesario ajustar la producción tanto a las condiciones de mercado como con las condiciones de radiación.

Actualmente en España las centrales termosolares pertenecen al régimen especial (RD 661/2007) donde se valora su hibridación con biomasa hasta un 50% y con gas natural hasta un 15%. La posibilidad de hibridar centrales solares con plantas en régimen ordinario, como es el caso de los ciclos combinados, no está regulada [46].

Pese a que no esté regulada, el proyecto se estudiará la hibridación de una central de ciclo combinado en España con tecnología cilíndrico parabólica, debido a que comercialmente es una tecnología disponible, su eficiencia está probada, ofrece la posibilidad de instalar un almacenamiento térmico, presenta un buen grado de ocupación de terreno y sus costes de inversión son conocidos.

Por todas estas ventajas el presente proyecto se destinará a estudiar la viabilidad termodinámica y económica, de realizar este tipo de hibridaciones en centrales de ciclo combinado con cilindros parabólicos en España.



## 4. Cálculo del campo de colectores cilíndrico-parabólicos

En este capítulo se va a desarrollar el cálculo del campo de colectores cilíndrico-parabólicos, los cuales han sido explicados en el capítulo anterior. Los cálculos se realizarán para la central térmica de ciclo combinado explicada en el *Capítulo 2*, con el fin de dimensionar de forma “aproximada” el campo solar para obtener unas potencias térmicas de 60 MW y otra de 150 MW, las cuales se utilizarán para realizar la hibridación, valorando posteriormente si interesa disponer de una potencia más grande o más pequeña en el campo solar.

La localización de esta central está resumida en la Tabla 4.1.

<b>Población</b>	Sant Adrià de Bèsos (Barcelona)
<b>Latitud</b>	41,43° Norte
<b>Longitud</b>	2,23° Este

**Tabla 4.1** – Localización de la central del ciclo combinado.

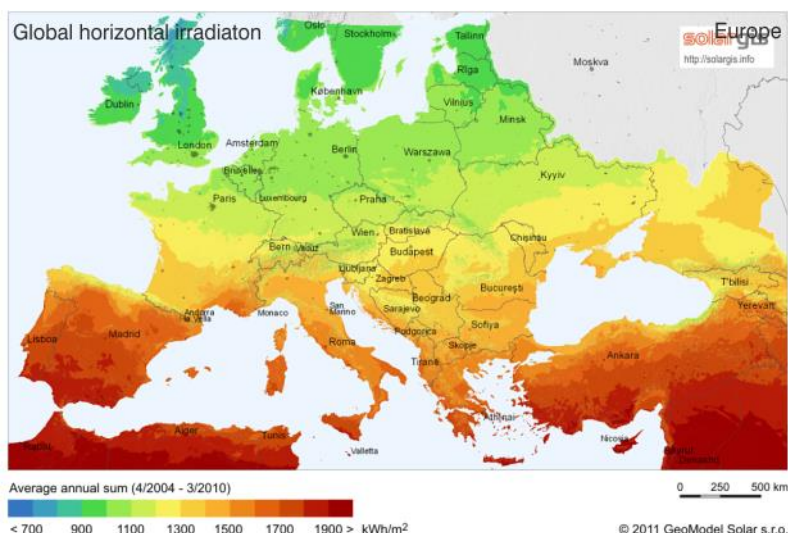
Para realizar este dimensionamiento, se ha dividido el proceso de diseño en diferentes apartados. En primer lugar se llevarán a cabo los cálculos relacionados con los aspectos ópticos de los colectores. En segundo lugar se obtendrá la potencia térmica de un módulo. Por último se obtendrá el número de colectores necesarios para obtener la potencia térmica deseada, valorando la posibilidad de si se podría sobredimensionar el campo de colectores, con el fin de realizar un almacenamiento térmico. Estos cálculos se elaborarán para las potencias térmicas anteriormente mencionadas y están detallados en el *Capítulo 10*.

### 4.1 Datos

El primer paso a considerar a la hora de realizar el estudio, es ver si el emplazamiento elegido recibe la suficiente radiación. Este paso es crítico ya que indicará si es interesante o no realizar la hibridación de la central con tecnología solar.

España es uno de los países europeos que más radiación recibe, siendo un lugar privilegiado para desarrollar la energía solar.

Además de la radiación solar, otro factor importante a tener en cuenta es la facilidad de obtener el agua suficiente para abastecer las necesidades de operación, condición que cumple el emplazamiento, ya que está situado a las orillas del río *El Besòs*.



**Figura 4.1** – Radiación solar en Europa. [39]

### 4.1.1 Datos meteorológicos y ambientales

Los datos necesarios para el dimensionamiento de un campo solar, deben ser medidos durante años con el fin de precisar lo máximo posible las condiciones atmosféricas de esa localización. La base de datos empleada para este proyecto es la de la Unión Europea que se puede consultar en internet a través del enlace descrito en la bibliografía [48]. En esta base de datos se puede obtener la radiación global y directa a través de la selección de del emplazamiento en un mapa.

Los datos utilizados para este proyecto se han extraído de la zona de Sant Adrià de Bèsos en Barcelona. En la Tabla 4.2 se encuentran los valores medios de radiación solar, temperaturas y velocidad del viento [54], para todos los meses del año.

Mes	Radiación Directa Media [kWh/m²]	Temperatura Ambiente [°C]	Velocidad Viento [m/s]
Enero	66,24	10	3,83
Febrero	73,92	10.3	4,35
Marzo	99,6	12.1	4,86
Abril	104,16	14.2	4,66
Mayo	116,4	17	4,71
Junio	135,36	21	4,13
Julio	143,04	23.6	4,56
Agosto	129,84	24.5	4,28
Septiembre	114,72	21.9	4,21
Octubre	90,24	19	4,35
Noviembre	66,96	14.3	4,01
Diciembre	63,84	11.1	4,12

**Tabla 4.2** – Datos meteorológicos de la localidad de Sant Adrià de Bèsos (Barcelona).

Para realizar un cálculo más preciso se necesita conocer además de los valores medios expuestos anteriormente, los datos de radiación horaria para poder encontrar la hora solar a la que se produce la radiación máxima, como a priori no se sabe con exactitud en que mes de verano, se obtendría la radiación máxima, se obtendrán estos valores para todos los meses del año.

Un análisis de todos los días del año no aportaría información útil, por lo que se estudiará un día característico de cada mes. Se ha escogido este día como el 13 de cada mes.

Será necesario escoger un periodo temporal determinado, para el que se calculará el número de lazos y la potencia térmica de cada colector. En este punto también se puede analizar para que situación realizar el diseño, si para un día de verano o para un día de primavera<sup>1</sup>. El diseño seguido en este proyecto será el de diseñar la central para un día de verano. Se tomará como punto de diseño el día 13 de Julio a las 12:00h, utilizando para ello la radiación pertinente a ese día.

Hora Solar	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
5:00	0	0	0	0	0	139	169	0	0	0	0	0
6:00	0	0	0	140	264	326	333	220	174	0	0	0
7:00	0	0	251	338	417	476	490	420	295	203	0	0
8:00	237.5	326	423	447	510	565	592	535	446	345	236	226
9:00	387.5	458	515	512	569	623	657	605	531	449	377	366
10:00	459.5	527	567	551	606	659	698	648	582	506	446	435
11:00	494	563	599	573	626	680	722	672	609	536	480	477
12:00	505	576	605	581	634	688	730	680	619	546	492	485
13:00	494	563	599	573	626	680	722	672	609	536	480	477
14:00	459.5	527	567	551	606	659	698	648	582	506	446	435
15:00	387.5	458	515	512	569	623	657	605	531	449	377	366
16:00	237.5	326	423	447	510	565	592	535	446	345	236	226
17:00	0	0	251	338	417	476	490	420	295	203	0	0
18:00	0	0	0	140	264	326	333	220	174	0	0	0
19:00	0	0	0	0	0	139	169	0	0	0	0	0

**Tabla 4.3** – Radiación solar directa horaria para el día 13 de cada mes.

En cuanto a las propiedades del aire y a su variación con la temperatura han sido obtenidas a través de la bibliografía [34].

Los datos meteorológicos utilizados para el estudio de la hibridación están resumidos en la Tabla 4.4.

<sup>1</sup> Un diseño para un día de primavera, implicaría que se desenfocasen ligeramente los espejos en verano debido a que las radiaciones serían mayores, provocando así que el aceite térmico aumentase la temperatura más de lo debido, llegando el aceite a degradarse.

<b>Radiación directa [W/m<sup>2</sup>]</b>	<b>G<sub>B</sub></b>	<b>730</b>
<b>Temperatura ambiente [°C]</b>	T <sub>amb</sub>	23,6
<b>Velocidad del viento [m/s]</b>	V <sub>viento</sub>	4,56
<b>Latitud [°]</b>	Ø	41,43
<b>Longitud [°]</b>	LL	2,23
<b>Hora</b>	AST	12
<b>Día del año</b>	N	194
<b>Inclinación de los colectores</b>	β	0

Tabla 4.4 – Datos meteorológicos para el diseño.

## 4.1.2 Sistema de concentración

Una vez obtenidos los datos meteorológicos es hora de decidir los componentes utilizados en la instalación térmica. Básicamente los componentes por los que está formado un sistema de concentración solar son 2: el colector y el tubo receptor. En los siguientes apartados se expondrán, para su posterior uso, las características y propiedades de estos componentes.

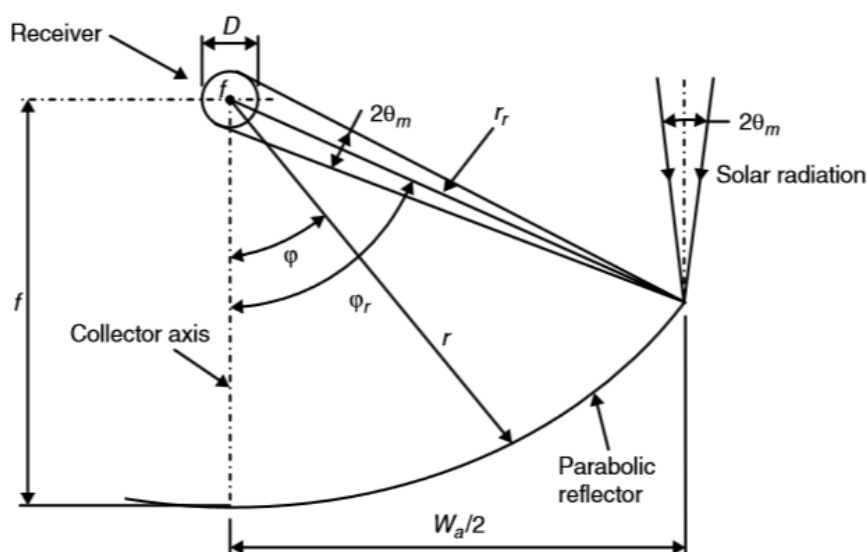


Figura 4.2 – Esquema del conjunto de concentración. [35]

### 4.1.2.1 Colector

Existen numerosos modelos de colectores, los cuales presentan características geométricas similares. Los factores de interceptación y los rendimientos ópticos no varían mucho de un modelo a otro, por lo tanto la elección de un colector u otro vendrá referida al aspecto económico.

El modelo escogido para realizar la hibridación ha sido el modelo EuroTrough ET150, que es un colector de probada eficacia y utilizado ampliamente en las centrales termosolares cilíndrico-parabólicas. Las propiedades de este colector están resumidas en la Tabla 4.5 [43].

**Características EuroTrough ET150**

<b>Distancia focal [m]</b>	$f$	2,11
<b>Apertura [m]</b>	$W_a$	5,75
<b>Longitud [m]</b>	$L_{\text{colector}}$	150
<b>Altura de la parábola [m]</b>	$h_p$	1
<b>Área de apertura [m<sup>2</sup>]</b>	$A_{\text{apertura}}$	817,5
<b>Coefficiente de reflexión</b>	$\rho_{\text{espejo}}$	0,935
<b>Espejos</b>		336
<b>Módulos</b>		12

**Tabla 4.5** –Propiedades del colector elegido.

#### 4.1.2.2 Tubo receptor

Al igual que ocurría con los colectores, el tubo receptor también cuenta con varias opciones dependiendo del fabricante. Las características son muy similares entre unos y otros. Para las aplicaciones con aceites térmicos se suele usar el tubo receptor Schott PTR80, ya que ofrece muy buenas prestaciones, será el que se escogerá para realizar la hibridación. Sus propiedades están reflejados en la Tabla 4.6 [43].

**Características Schott PTR80**

<b>Diámetro interior absorbedor [m]</b>	$D_i$	0,076
<b>Diámetro exterior absorbedor [m]</b>	$D_o$	0,08
<b>Diámetro interior de la cubierta de cristal [m]</b>	$D_{gi}$	0,115
<b>Diámetro exterior de la cubierta de cristal [m]</b>	$D_{go}$	0,12
<b>Absortancia del absorbedor</b>	$\alpha_{\text{absorbedor}}$	0,963
<b>Transmisividad de la cubierta de cristal</b>	$\tau_{\text{cristal}}$	0,964
<b>Conductividad térmica del absorbedor [<math>\frac{W}{m \cdot K}</math>]</b>	$k_{\text{absorbedor}}$	15

**Tabla 4.6** –Propiedades del tubo receptor elegido.

#### 4.1.2.3 Fluido de transferencia

El tipo de fluido caloportador que se utilice determinará el rango de temperaturas de trabajo del campo solar. Se debe realizar una adecuada elección debido a que la potencia térmica extraída del campo solar, dependerá del tipo de fluido.

Aunque se están desarrollando componentes para trabajar a temperaturas elevadas, el intervalo de temperaturas óptimo para el funcionamiento de los colectores está comprendido entre 150°C y los 400°C. Si se obtienen temperaturas superiores, se tendrían pérdidas térmicas, debido a la degradación del fluido. Mientras que por el contrario si se tienen temperaturas inferiores, el funcionamiento de los colectores no sería el apropiado, debiendo usarse otro tipo de colectores que permitan funcionar de forma propicia a esas temperaturas.

El tipo de fluido caloportador será de tipo orgánicos sintéticos, debido a que el rango de trabajo en el cual opera es elevado. Las presiones de operación de este tipo de aceite será pequeña, este hecho permite utilizar materiales más económicos para las tuberías del circuito, simplificando así la instalación.

El fluido caloportador elegido para la hibridación es el Therminol VP1, debido a las buenas prestaciones que ofrece. Sus propiedades de operación están reflejadas en la Tabla 4.6 [51].

Temperatura [°C]	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Conductividad Térmica [W/m·K]	Viscosidad [mPa·s]	Calor específico [kJ/kg·K]	Entalpía [kJ/kg]
280	838	0,1	0,244	1,792	508,8
290	828	0,098	0,232	1,819	531,6
300	817	0,096	0,221	1,845	554,6
310	806	0,095	0,211	1,871	577,8
320	796	0,093	0,202	1,897	601,4
330	784	0,091	0,193	1,923	625,2
340	773	0,089	0,185	1,948	649,3
350	761	0,086	0,177	1,974	673,7
360	749	0,084	0,17	2,001	698,4
370	736	0,082	0,164	2,027	723,4
380	723	0,08	0,158	2,054	748,8
390	709	0,078	0,152	2,082	774,4
400	694	0,076	0,146	2,111	800,5
410	679	0,073	0,141	2,142	827
420	662	0,071	0,137	2,175	854

**Tabla 4.7** –Propiedades del fluido caloportador Therminol VP1. [60]

La velocidad a la que se mueve el fluido es un dato de especial interés, ya que se debe asegurar que el fluido térmico presente un régimen turbulento, para asegurar la correcta refrigeración de los tubos receptores.

Sin embargo, esta velocidad no debe ser extremadamente alta debido a las pérdidas de carga que experimentaría el fluido, generando además un gran desgaste en las tuberías.

Los valores típicos para esta velocidad están comprendidos entre 1 y 3 m/s. Para el diseño se ha escogido una velocidad de 1,305 m/s.

Con esta velocidad se podrá obtener el gasto másico de fluido caloportador que circula por cada colector:

$$\dot{m}_{fluido} = \frac{\rho_{fluido} \cdot \pi \cdot D_i^2 \cdot v_{aceite}}{4} \quad (4.0)$$

A pesar de disponer de las propiedades del fluido caloportador en la tabla anterior, el fabricante ofrece unas correlaciones experimentales a través de las cuales se puede obtener las diferentes propiedades del fluido para una temperatura<sup>2</sup> determinada. Estas expresiones experimentales serán las que se utilizarán a la hora de realizar los cálculos.

Si se deseara directamente los datos de la Tabla 4.7, habría que realizar una interpolación, a través de la cual se obtendrían las propiedades para la temperatura deseada.

Las expresiones para obtener las propiedades del fluido caloportador son:

- Densidad  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ :

$$\rho_{fluido} = -0,90797 \cdot T + 7,8116 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 2,367 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 1083,25 \quad (4.1)$$

- Conductividad térmica  $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$ :

$$k_{fluido} = -8,19477 \cdot 10^{-5} \cdot T - 1,92257 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 2,5034 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 7,2974 \cdot 10^{-15} \cdot T^4 + 0,13774 \quad (4.2)$$

- Viscosidad  $[Pa \cdot s]$ :

$$\mu_{fluido} = \rho \cdot (10^{-3})^2 \cdot e^{\left(\frac{544,149}{T+114,43} - 2,59578\right)} \quad (4.3)$$

- Calor específico  $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$ :

$$Cp_{fluido} = 2,414 \cdot 10^{-3} \cdot T + 5,9591 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 2,9879 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 4,4172 \cdot 10^{-11} \cdot T^4 + 1,498 \quad (4.4)$$

---

<sup>2</sup> La temperatura que se introduzca en estas correlaciones debe de estar en °C.

- Entalpía [ $\frac{kJ}{kg}$ ]

$$h_{fluido} = 1.377 \cdot T^2 + 1498 \cdot T - 18340 \quad (4.5)$$

## 4.2 Cálculos ópticos

El objetivo de este apartado es obtener el del rendimiento óptico del colector, que se define como la relación entre la energía absorbida por el receptor y la energía que incide sobre la apertura del colector. Este rendimiento óptico influirá en la potencia térmica que es capaz de producir el colector, por lo que será necesario calcularlo previamente.

El rendimiento óptico depende de las propiedades ópticas de los materiales involucrados, además de la geometría del colector y de las posibles imperfecciones derivadas de la construcción del colector.

$$\eta_o = \rho_{espejo} \cdot \tau_{cristal} \cdot \alpha_{absorbedor} \cdot \vartheta \cdot [(1 - A_f \cdot \tan(\theta)) \cdot \cos(\theta)] \quad (4.6)$$

Donde

- Propiedades de los materiales involucrados son:  $\rho_{espejo}$  es la reflectividad del espejo,  $\tau_{cristal}$  la transmitancia de la cubierta de cristal,  $\alpha_{absorbedor}$  es la absorptancia del absorbedor
- Parámetros de geometría y defectos del colector son:  $\vartheta$  que es el factor de interceptación y  $A_f$  representa el factor geométrico.
- Parámetro correspondiente a la dirección de la radiación incidente, este término es  $\theta$  y representa el ángulo de incidencia.

Para calcular dicho rendimiento es necesario obtener previamente el ángulo de incidencia, el factor de interceptación y el factor geométrico. Para obtener el rendimiento óptico se ha seguido el procedimiento descrito en la bibliografía [35].

Todos los parámetros involucrados en la obtención del rendimiento óptico están explicados y calculados en el *Capítulo 10*, correspondiente a los Anexos del presente proyecto. Además se puede encontrar en dicho Capítulo un *script* de Matlab, el cual permite realizar el cálculo del rendimiento óptico y de todos los parámetros involucrados en su obtención.

El valor de los parámetros necesarios para el cálculo del rendimiento óptico está reflejado en la siguiente tabla:



### Parámetros ópticos

Ángulo de incidencia [°]	$\theta$	19,61
Factor geométrico [-]	$A_f$	0,0213
Factor de interceptación [-]	$\vartheta$	0,94

Tabla 4.8 –Parámetros ópticos del colector.

Una vez calculados todos los valores involucrados en la expresión del rendimiento óptico, y utilizando la Ec.4.6, se puede obtener el rendimiento óptico.

$$\eta_o = 0,935 \cdot 0,964 \cdot 0,963 \cdot 0,94 \cdot [(1 - 0,0213 \cdot \tan(19,61^\circ)) \cdot \cos(19,61^\circ)] = 0,764$$

### 4.3 Cálculos térmicos

Una vez obtenido el rendimiento óptico del colector, se continuarán los cálculos para determinar la potencia térmica que dispondrá el fluido caloportador, y que será suministrada al ciclo de potencia.

Se buscará dimensionar un campo solar para obtener unas potencias térmicas de 60 MW y de 150 MW, valorando las posibilidad de realizar un sobredimensionamiento de dicho campo con el fin de instalar un almacenamiento térmico. El número de colectores que se podrán instalar dependerá principalmente de la superficie disponible que originalmente es de 842.700 m<sup>2</sup>. Una vez obtenido el número de colectores que es posible introducir en esta área se estudiará la posibilidad de realizar un sobredimensionamiento, en el caso de que fuese posible se obtendría el múltiplo solar. Todos estos cálculos serán utilizados para una potencia de campo solar de 60 MW. Después se calculará el número de colectores necesarios para obtener la potencia de 150 MW y para realizar un sobredimensionamiento con el fin de obtener el mismo múltiplo solar que para la otra potencia. Además se obtendrá el área necesaria para llevar a cabo dicha instalación.

El procedimiento seguido para calcular la potencia térmica de los colectores está descrito en la bibliografía [35]. Los cálculos realizados para obtener el número de colectores y la superficie ocupada por estos, está incluida en el *Capítulo 10* del presente proyecto. Al igual que para los cálculos ópticos se ha desarrollado un *script* en Matlab a partir del cual se pueden calcular los colectores necesarios para obtener la potencia deseada.

Siguiendo el proceso de cálculo detallado en el Capítulo anteriormente mencionado, se obtiene que para elevar la temperatura del fluido caloportador de 293°C hasta 393°C se necesita una longitud de colector de 724 m, obteniendo de este una potencia térmica de 1,14 MW, se necesitarán por tanto colocar 5 colectores en serie, componiendo estos colectores un lazo. A partir de este valor se pueden calcular el número lazos necesarios para obtener la potencia térmica deseada.

El área disponible para albergar el campo solar es de  $353.400 \text{ m}^2$ , donde serían necesario 53 lazos para obtener la potencia térmica de  $60 \text{ MW}$ . Además se dispone de una superficie libre en la cual se puede realizar el sobredimensionamiento.

Al realizar el sobredimensionamiento se produce un aumento del número de lazos, llegando a los 81 lazos. Se obtendría una potencia térmica en el campo solar de  $92,347 \text{ MW}$ , permitiendo tener un múltiplo solar<sup>3</sup> de 1,54.

Habitualmente con este valor de múltiplo solar, se podría desarrollar un almacenamiento térmico de 4 horas, pero para obtener un valor preciso sería necesario realizar un cálculo en detalle de dicho almacenamiento. Como este proyecto valora la viabilidad de realizar una hibridación se dejará el cálculo preciso de la instalación térmica para proyectos futuros.

Con este múltiplo solar y conociendo la otra potencia que se desea obtener en el campo solar,  $150 \text{ MW}$ , se puede conocer el número de lazos necesarios además del área ocupada por los mismos.

Para satisfacer la potencia anterior serían necesarios 132 lazos, mientras que para realizar el sobredimensionamiento serían necesarios 203 lazos en los cuales se obtendría una potencia de  $231,437 \text{ MW}$ , necesitando un área de  $981.750 \text{ m}^2$  para instalar el campo solar.

Se puede observar que se necesita una gran área de instalación para realizar el sobredimensionamiento, esto es debido a que la radiación directa recibida no es tan alta, en comparación con otros puntos de la península, por lo que para generar la misma potencia que en un campo solar del sur de España, se necesitaría más tamaño.

Los resultados del dimensionamiento de la instalación para ambas potencias se muestran en la siguiente Tabla 4.9.

Instalación	Potencia $60 \text{ MW}$		Potencia $150 \text{ MW}$	
Múltiplo solar	1	1,54	1	1,54
Potencia del campo de colectores [MW]	60	92,347	150	231,437
Nº de lazos de $750 \text{ m}$	53	81	132	203
Número total de colectores	265	405	660	1015
Área del campo solar [ $\text{m}^2$ ]	228.562,5	349.312,5	569.250	875.437,5
Potencia útil por lazo [MW]	1,14			

**Tabla 4.9** –Resultados del dimensionamiento del campo solar.

<sup>3</sup> El múltiplo solar se define como la relación entre la potencia térmica que es capaz de suministrar el campo solar en el punto de diseño y la potencia térmica que necesita el ciclo de potencia para trabajar en condiciones nominales

Destacar que este proyecto únicamente valora la posibilidad de realizar la hibridación. En el caso de que fuese viable habría que realizar un proyecto de detalle, en el cual se diseñaría de forma precisa la instalación, es decir, se obtendría la posición exacta de cada colector, el tipo de tuberías por las que circularía el fluido y el almacenamiento térmico, entre otras cosas.

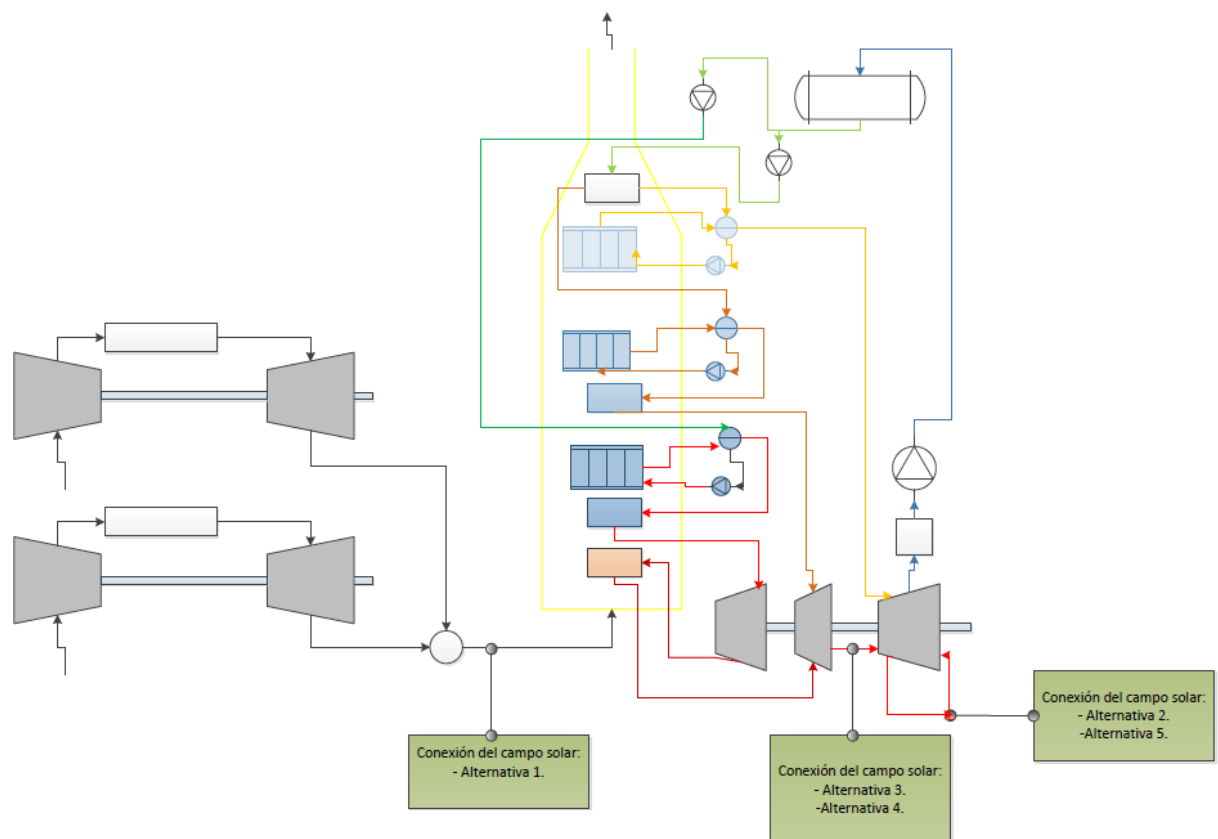
## 5. Hibridación del ciclo combinado

Una vez obtenidos el número de lazos necesarios para producir la potencia deseada, es el momento de estudiar las posibles alternativas de hibridación, analizando de forma separada las potencias de diseño.

El presente proyecto abordará el estudio de la hibridación para las potencias de 150 MW y 60 MW, estudiando para cada una alternativas diferentes, de las cuales se escogerá la que mejores prestaciones ofrezca.

Al igual que en el Capítulo 2, se usará el software *Cyclepad*. Dicho software no dispone en su biblioteca interna de las propiedades del fluido caloportador utilizado en el campo solar, por este motivo no se podrá utilizar un intercambiador de calor para realizar la simulación. Teniendo en cuenta esta información, se usará una caldera (*Heather*) para transmitir la potencia térmica al ciclo original. La pega de utilizar una caldera en lugar de un intercambiador de calor, radica en la necesidad de obtener manualmente el rendimiento y la potencia térmica de las calderas, debido a que el programa no es capaz de diferenciar el campo solar de las cámaras de combustión de las turbinas de gas.

En la Figura 5.1 se pueden observar las conexiones del campo solar en las diferentes alternativas.



**Figura 5.1** – Diagrama conceptual de la hibridación de la planta

## 5.1 Potencia de diseño 150 MW

Como se ha comentado anteriormente, para la realización de la hibridación se presentarán tres alternativas. Cada una de ellas dispondrá de dos puntos de funcionamiento, uno donde se busque obtener la máxima potencia y otro donde el objetivo es el de reducir las emisiones de contaminantes.

Las alternativas propuestas son:

- Alternativa 1: consistiría en realizar un calentamiento a los gases de escape las turbinas de gas, antes de que estos pasen por la caldera de recuperación de calor.
- Alternativa 2: se basaría en conectar el campo solar al ciclo de vapor justo tras la primera etapa de turbina de baja presión. Este aporte de calor se produciría a presión constante e igual a 4 *bar*.
- Alternativa 3: se trataría de conectar el campo solar al ciclo de vapor a la salida de la turbina de recalentamiento. Llevando a cabo este aporte de calor al fluido a una presión de 12 *bar*.

Para realizar la simulación en el software, se han supuesto un ciclo de vapor ideal, es decir, las bombas y turbinas serían adiabáticas y tendrían un rendimiento del 100%. Se supondrá además que no existen pérdidas de carga en los diferentes niveles de presión, a no ser que se especifique lo contrario.

### 5.1.1 Alternativa 1

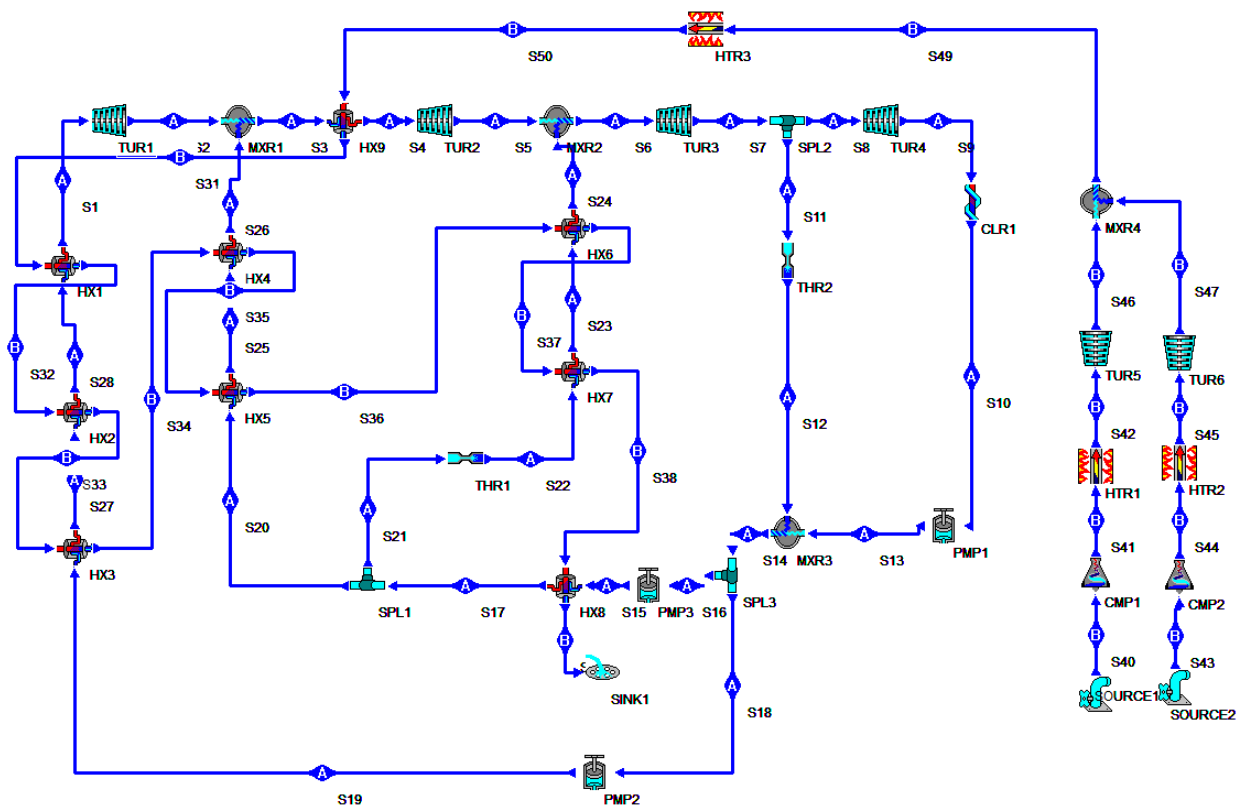
Se comenzará la descripción por el ciclo de gas, en el que se dispone de un compresor, una cámara de combustión y una turbina. Como la Central Térmica de estudio posee una configuración 2x1, se debe duplicar los componentes mencionados anteriormente.

Tal y como se comentó en el Capítulo 2, a la hora de simular con el software *Cyclepad* los componentes del ciclo de gas se han configurado para asemejarse a las condiciones de funcionamiento reales de la Central Térmica de Ciclo Combinado Bèsos V. Esta configuración puede resumirse en:

- Compresor: se supone adiabático, pero no isentrópico, debido a que posee un rendimiento del 75%. Tiene una relación de compresión de 18,5. El aire que entra al compresor lo hace a presión atmosférica y a una temperatura de 16°C.
- Caldera de combustión: se producirá un aporte de calor a presión constante. En función del modo de operación tendrá una temperatura u otra a la salida de la caldera. En la configuración de bajas emisiones se tendrá una temperatura a la salida de la caldera de 1300°C mientras que si funciona a máxima potencia, la temperatura de la caldera será de 1500°C.

- Turbina: se supone un funcionamiento adiabático y un rendimiento del 86,86%. La presión a la que se realiza la extracción es la presión atmosférica.

La configuración utilizada para realizar la hibridación estaría expuesta en la Figura 5.2.



**Figura 5.2** – Simulación en Cyclepad de la Alternativa 1.

#### 5.1.1.1 Funcionamiento a potencia máxima

Se comenzará a describir el funcionamiento a potencia máxima por el ciclo de gas, donde el aire entraría en el compresor, tal y como se comentó anteriormente, a una temperatura de 16°C y a presión atmosférica. Este aire se comprimiría elevando al mismo tiempo la presión y temperatura. Una vez comprimido el aire atraviesa la caldera de donde saldría a una temperatura de 1500°C. Posteriormente el aire es expandido en la turbina de donde se extraería a una temperatura de 629°C. Después de la unión entre las dos corrientes de aire procedentes de las turbinas de gas, aumentaría el gasto másico de aire hasta 1458 kg/s. Por último esta corriente de aire sería calentada a través de la potencia térmica del campo solar, permitiendo elevar así su temperatura hasta 731,5°C. La temperatura de salida de la chimenea es de 87,2°C.

Una vez detallado el ciclo de gas, se procederá a explicar el de vapor. Como se comentó en el Apartado 2 el ciclo combinado dispone de tres niveles de presión en el ciclo de vapor.

Los parámetros de operación de los tres niveles de presión del ciclo de vapor están resumidos en la Tabla 5.1.

Nivel		T <sub>entrada</sub> [°C]	P <sub>entrada</sub> [bar]	T <sub>salida</sub> [°C]	P <sub>salida</sub> [bar]	Gasto másico [kg/s]
<b>Recalentamiento</b>		315,2	28,02	564,9	25,78	189,3
<b>Alta presión</b>	Sobrecalentador	327,9	125,1	565,5	125,1	52,5
	Evaporador	330	125,1	327,9	125,1	
	Economizador	60,60	125,1	330	125,1	
<b>Media presión</b>	Sobrecalentador	230,1	28,02	314,4	28,02	136,8
	Evaporador	152	28,02	230,1	28,02	
<b>Media-Baja presión</b>	Economizador	60,19	28,02	152	28,02	236,8
<b>Baja presión</b>	Sobrecalentador	147,1	4,4	311,8	4,4	100,1
	Evaporador	147,1	4,4	147,1	4,4	

**Tabla 5.1** – Parámetros de operación para la Alternativa 1 operando a máxima potencia.

Se puede observar que todos los niveles no presentan pérdidas de presión, a excepción del recalentamiento, donde experimentaría una ligera pérdida de presión. Dicha pérdida es la misma que la experimentada en el ciclo original, conservando así los parámetros de operación de la central, que han sido proporcionados por Endesa

Una vez detallados los parámetros de operación, lo interesante es ver cuanta potencia se puede obtener en las diferentes turbinas en esta alternativa. En la Tabla 5.2 están reflejadas las potencias obtenidas para cada turbina.

	Turbina	Nomenclatura <sup>1</sup>	Potencia [kW]
<b>Ciclo de vapor</b>	Turbina de alta presión	TUR1 <sup>2</sup>	24.908
	Turbina de recalentamiento	TUR2 <sup>2</sup>	103.449
	Turbina de baja presión	TUR3 <sup>2</sup>	152.277
	Turbina de muy baja presión	TUR4 <sup>2</sup>	73.348
<b>Ciclo de gas</b>	Turbina de gas	TUR5	637.141
	Turbina de gas	TUR6	637.141

**Tabla 5.2** – Potencia de turbinas para la Alternativa 1 operando a máxima potencia.

Con esta configuración se podría obtener una potencia de 1.628.264 kW. Pero se deben tener en cuenta la potencia necesaria para comprimir y bombear el fluido. La

<sup>1</sup> La nomenclatura usada para nombrar a las diferentes turbinas, se corresponde a la nomenclatura usada en la Figura 5.2.

<sup>2</sup> Cuando se habla de TUR1, TUR2,..., se refiere al número de extracciones que se realizan en la turbina, no al número de turbinas.



potencia consumida por los compresores y las bombas que intervienen en el ciclo, están reflejadas en la siguiente tabla:

	Elemento	Nomenclatura <sup>1</sup>	Potencia [kW]
Ciclo de vapor	Bomba alta presión	PMP2	-665,8
	Bomba media presión	PMP3	-671,4
	Bomba de condensado	PMP1	-3,8
Ciclo de gas	Compresor	CMP1	-367,097
	Compresor	CMP2	-367,097

**Tabla 5.3** – Potencia consumida en la Alternativa 1 operando a máxima potencia.

Con esta alternativa, la potencia neta generada por la central es de **892.729 kW**. Para generar esta potencia ha sido necesario realizar un aporte energético en las calderas de combustión de las turbinas de gas. La energía que ha sido necesaria aportar, puede obtenerse a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{caldera} = \dot{m}_{aire} \cdot C_p \cdot (T_{salida} - T_{entrada}) \quad (5.1)$$

Aplicando la Ec.5.1 se obtiene que es necesario suministrar **1.436,86 kW** para obtener la potencia neta anteriormente mencionada. Una vez conocida la potencia neta y la energía suministrada a las cámaras de combustión, se puede obtener el rendimiento del ciclo hibridado.

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{caldera}} \quad (5.2)$$

A partir de esta expresión se obtiene un rendimiento del ciclo de un **62,13%**.

### 5.1.1.2 Funcionamiento a bajas emisiones

Como ya se ha comentado anteriormente la diferencia fundamental entre el funcionamiento a máxima potencia y a bajas emisiones, es la temperatura de operación de la caldera. Para este caso, la temperatura de operación de la caldera sería de 1300°C. Manteniéndose constantes la presión y temperatura de entrada, además de los rendimientos del compresor y la turbina.

Al modificar la temperatura de la caldera, el parámetro que se vería afectado sería la temperatura del aire a la salida de la turbina de gas. Dicha temperatura alcanzaría en esta situación un valor de 527,2°C.

Gracias al campo solar, la temperatura de estos gases de escape de la turbina se elevaría hasta los 629,8°C. Esta temperatura es bastante similar a la del caso original, la diferencia fundamental radica en la cantidad de combustible necesaria para alcanzar esta temperatura. Este hecho permite obtener un ahorro de combustible además de una disminución de las emisiones contaminantes.

Al igual que para el funcionamiento a máxima potencia, se resumirán los parámetros de operación en una tabla.

Nivel		T <sub>entrada</sub> [°C]	P <sub>entrada</sub> [bar]	T <sub>salida</sub> [°C]	P <sub>salida</sub> [bar]	Gasto másico [kg/s]
<b>Recalentamiento</b>		315,2	28,02	564,9	25,78	140,8
<b>Alta presión</b>	Sobrecalentador	327,9	125,1	565,5	125,1	60,79
	Evaporador	330	125,1	327,9	125,1	
	Economizador	60,60	125,1	330	125,1	
<b>Media presión</b>	Sobrecalentador	230,1	28,02	314,4	28,02	80
	Evaporador	152	28,02	230,1	28,02	
<b>Media-Baja presión</b>	Economizador	60,19	28,02	152	28,02	175,1
<b>Baja presión</b>	Sobrecalentador	147,1	4,4	311,8	4,4	95,10
	Evaporador	147,1	4,4	147,1	4,4	

**Tabla 5.4** – Parámetros de operación para la Alternativa 1 operando a bajas emisiones.

Si se comparan estos parámetros de operación con los obtenidos en el punto de funcionamiento a máxima potencia, se apreciaría bastante similitud entre ambos, diferenciándose únicamente en los gastos másicos que circulan por la instalación, manteniéndose constantes las temperaturas y presiones.

Una vez detallados estos parámetros de operación, se verá cuanta potencia es posible obtener gracias a la expansión del fluido en las turbinas. Dicha potencia será menor que la obtenida anteriormente, debido a que el gasto másico que circula en este modo de operación es menor.

	Turbina	Nomenclatura <sup>1</sup>	Potencia [kW]
<b>Ciclo de vapor</b>	Turbina de alta presión	TUR1 <sup>2</sup>	28.841
	Turbina de recalentamiento	TUR2 <sup>2</sup>	76.960
	Turbina de baja presión	TUR3 <sup>2</sup>	124.306
	Turbina de muy baja presión	TUR4 <sup>2</sup>	59.824
<b>Ciclo de gas</b>	Turbina de gas	TUR5	565.275
	Turbina de gas	TUR6	565.275

**Tabla 5.5** – Potencia de turbinas para la Alternativa 1 operando a bajas emisiones.

Con esta configuración se podría obtener una potencia debido a las turbinas de 1.420,481 kW.

En la Tabla 5.6 se tiene en cuenta la potencia gastada en comprimir y bombear el fluido. Al igual que para la potencia obtenida en la turbina se necesitará suministrar menos potencia en aquellos casos en los que el gasto de fluido será menor, sin embargo hay otras potencias que aumentarán debido a la misma razón.

	Elemento	Nomenclatura <sup>1</sup>	Potencia [kW]
Ciclo de vapor	Bomba alta presión	PMP2	-771
	Bomba media presión	PMP3	-496,3
	Bomba de condensado	PMP1	-3,1
Ciclo de gas	Compresor	CMP1	-367,1
	Compresor	CMP2	-367,1

**Tabla 5.6** – Potencia consumida en la Alternativa 1 operando a bajas emisiones.

En este modo de funcionamiento, la potencia neta generada por la central es de **685.016 kW**.

Al igual que en el caso anterior, se calculará usando la Ec.5.1, la energía necesaria que hay que suministrar a las cámaras de combustión para obtener. Dicha potencia será **1.144.269kW**.

Una vez conocida la potencia neta y la energía suministrada a las cámaras de combustión, se puede calcular el rendimiento del ciclo. Para ello se utilizará la Ec.5.2.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{caldera}} = \frac{685.016}{1.144.269} = 0,5986 \approx \mathbf{59,9\%}$$

### 5.1.1.3 Resultados del ciclo

Al realizar un recalentamiento a los gases de escape se ha obtenido unas mejores propiedades que en el ciclo original, obteniendo en ambos modos de funcionamiento un rendimiento mayor. Las propiedades de la Alternativa 1 están resumidas en la siguiente tabla:

	Funcionamiento a potencia máxima	Funcionamiento a bajas emisiones
Temperatura salida caldera [°C]	1500	1300
Potencia térmica caldera [MW]	1.436,864	1.144,269
Potencia neta [MW]	892,729	685,016
Rendimiento	62,13%	59,9%

**Tabla 5.7** – Resultados de la hibridación para la Alternativa 1.

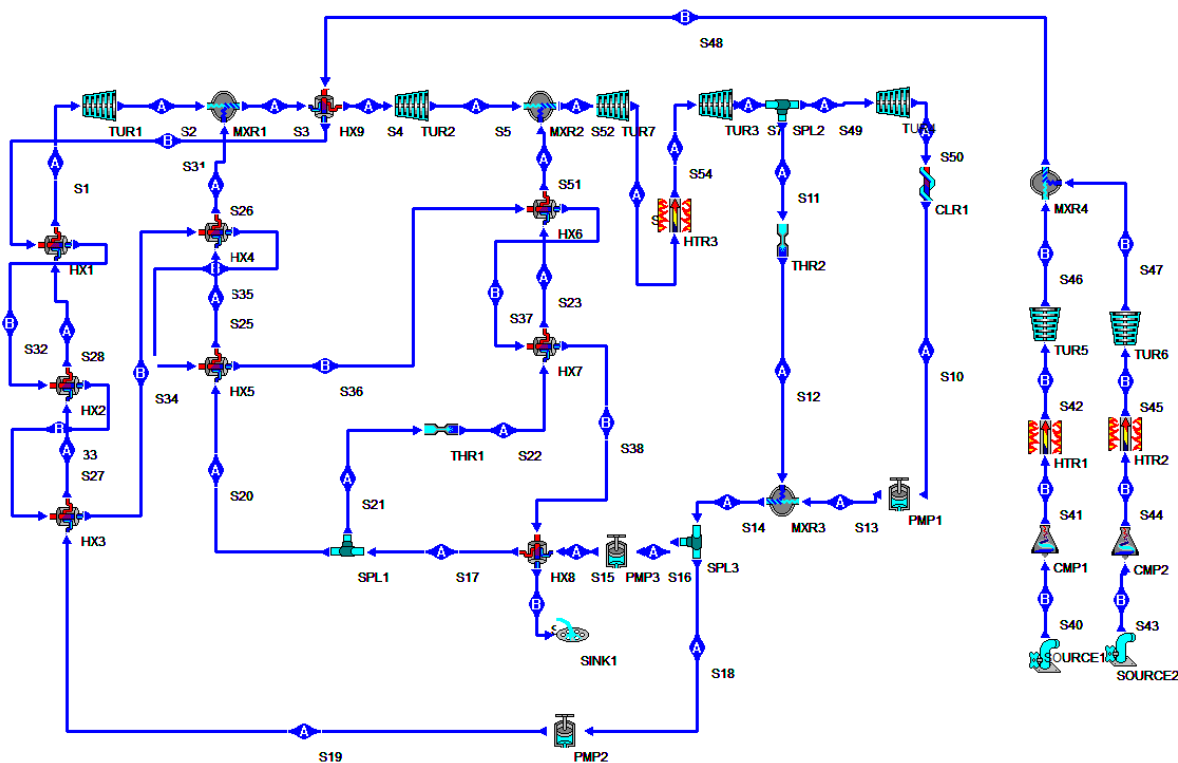
### 5.1.2 Alternativa 2

La Alternativa 2 consistiría en la conexión del campo solar a la salida de la turbina de baja presión. Los objetivos de esta configuración son los de obtener una mayor potencia neta en el ciclo además se buscará reducir la potencia térmica necesaria en la cámara de combustión, reduciendo así el gasto de combustible y las emisiones atmosféricas. A priori se puede intuir un aumento de la potencia neta en comparación con la alternativa anterior, debido a que con esta configuración sería posible realizar otra expansión del fluido con un mayor gasto másico.

Al igual que en la Alternativa 1, se han desarrollado dos modos de operación, uno a potencia máxima y otro en el cual se busca reducir las emisiones contaminantes y el consumo de combustible, ambas alternativas estarán explicadas más en detalle a continuación.

En el ciclo de gas de esta alternativa se mantendría la configuración empleada en el ciclo original. La única salvedad sería que durante el funcionamiento a bajas emisiones, donde la temperatura de la caldera de la turbina de gas se vería reducida, lo que afectaría a los parámetros de operación.

Destacar que en el ciclo de vapor el campo solar se conectará a la salida de la turbina de baja presión, realizando la transferencia energética a una presión constante e igual a 4 bar.



**Figura 5.3** – Simulación en Cyclepad de la Alternativa 2.

### 5.1.2.1 Funcionamiento a potencia máxima

El objetivo de este modo de funcionamiento es el de obtener la mayor potencia neta posible. Para ello se mantendrá la configuración del ciclo original, intentando conseguir la mayor potencia neta en el ciclo de vapor. Por este motivo se ha colocado el campo solar a la salida de la turbina de baja presión, debido a que el gasto másico que recorrería dicha turbina, sería la suma de los gastos individuales de cada nivel de presión.

En el ciclo de gas de esta alternativa, el aire entraría en el compresor a una temperatura de 16°C y a presión atmosférica. Este se comprimiría elevando al mismo tiempo su presión y temperatura. Una vez comprimido, el aire atraviesa la caldera de donde saldría a una temperatura de 1500°C. Posteriormente el aire es expandido en la turbina de donde se extraería a una temperatura de 629°C. Después de la unión entre las dos corrientes de aire procedentes de las turbinas de gas, aumentaría el gasto másico de aire hasta 1458 kg/s. Esta corriente de aire será la que se hará circular por la caldera de recuperación de calor, saliendo el aire a la atmósfera con una temperatura de 103,8 °C.

Una vez detallado el ciclo de gas, se procederá a explicar el de vapor, como en la Alternativa 1, se resumirán los parámetros de operación en una tabla, mostrada a continuación

Nivel		T <sub>entrada</sub> [°C]	P <sub>entrada</sub> [bar]	T <sub>salida</sub> [°C]	P <sub>salida</sub> [bar]	Gasto másico [kg/s]
<b>Recalentamiento</b>		315,7	28,02	564,9	25,78	133
<b>Alta presión</b>	Sobrecalentador	327,9	125,1	565,5	125,1	60
	Evaporador	330	125,1	327,9	125,1	
	Economizador	60,60	125,1	330	125,1	
<b>Media presión</b>	Sobrecalentador	230,1	28,02	314,4	28,02	73
	Evaporador	152	28,02	230,1	28,02	
<b>Media-Baja presión</b>	Economizador	60,19	28,02	152	28,02	177
<b>Baja presión</b>	Sobrecalentador	147,1	4,4	311	4,4	104
	Evaporador	147,1	4,4	147,1	4,4	

**Tabla 5.8** – Parámetros de operación para la Alternativa 2 operando a máxima potencia.

Una vez detallados estos parámetros de operación, lo interesante será ver si con esta alternativa, de verdad se puede obtener más potencia neta que en el caso original y ver en que turbina se consigue esta.

En la Tabla 5.9 están reflejadas las potencias de cada turbina involucrada en el ciclo.

	Turbina	Nomenclatura <sup>3</sup>	Potencia [kW]
<b>Ciclo de vapor</b>	Turbina de alta presión	TUR1 <sup>2</sup>	28.467
	Turbina de recalentamiento	TUR2 <sup>2</sup>	72.701
	Turbina de baja presión	TUR7 <sup>2</sup>	5.499
	Turbina del campo solar	TUR3 <sup>2</sup>	201.225
	Turbina de muy baja presión	TUR4 <sup>2</sup>	64.034
<b>Ciclo de gas</b>	Turbina de gas	TUR5	637.127
	Turbina de gas	TUR6	637.127

**Tabla 5.9** – Potencia de turbinas para la Alternativa 2 operando a máxima potencia.

Con esta configuración se podría obtener una potencia debido a las turbinas de 1.646.179 kW. Para obtener la potencia neta se tendría que tener en cuenta la potencia necesaria para comprimir y bombear el fluido, descontándola a la potencia obtenida por las turbinas.

	Elemento	Nomenclatura <sup>3</sup>	Potencia [kW]
<b>Ciclo de vapor</b>	Bomba alta presión	PMP2	-760,9
	Bomba media presión	PMP3	-501,7
	Bomba de condensado	PMP1	-3,13
<b>Ciclo de gas</b>	Compresor	CMP1	-367,097
	Compresor	CMP2	-367,097

**Tabla 5.10** – Potencia consumida en la Alternativa 2 operando a máxima potencia.

Con esta alternativa, la potencia neta generada por la central es de **910.719 kW**.

Para generar esta potencia ha sido necesario realizar un aporte energético en las calderas de combustión de las turbinas de gas, aplicando la Ec.5.1 se obtiene que es necesario suministrar **1.436.864 kW** para obtener la potencia neta anteriormente mencionada.

Una vez conocida la potencia neta y la energía suministrada a las cámaras de combustión, se puede calcular el rendimiento del ciclo utilizando para ello la Ec.5.2.

A partir de esta expresión se obtiene un rendimiento del ciclo de un **63,38%**.

### 5.1.2.2 Funcionamiento a bajas emisiones

Como ya se ha comentado anteriormente la diferencia fundamental entre el funcionamiento a máxima potencia y a bajas emisiones, es la temperatura de operación de

<sup>3</sup> La nomenclatura usada para nombrar a las diferentes turbinas, se corresponde a la nomenclatura usada en la Figura 5.3.

la caldera. Para el caso de funcionar a bajas emisiones la temperatura de operación de la caldera sería de 1250°C, manteniendo el resto de parámetros del ciclo de gas iguales al caso original. Debido a esta temperatura en la caldera el aire saldría de la turbina con una temperatura de 501,8°C y se haría circular por la caldera de combustión, saliendo al exterior con una temperatura de 84,02°C.

Al reducir la temperatura de salida de la caldera, la potencia térmica que suministra la caldera y el consumo de combustible de la misma, descendería, que es el objetivo fundamental de este modo de funcionamiento.

En el ciclo de vapor, debido a la disminución en la temperatura de salida del ciclo de gas se verían afectados los parámetros de operación, reduciendo las temperaturas de los diferentes niveles de presión además de la variación en los gastos másicos que circula por ellos.

Los parámetros de operación están reflejados en la siguiente tabla:

Nivel		T <sub>entrada</sub> [°C]	P <sub>entrada</sub> [bar]	T <sub>salida</sub> [°C]	P <sub>salida</sub> [bar]	Gasto másico [kg/s]
<b>Recalentamiento</b>		237,3	25	405	25	56
<b>Alta presión</b>	Sobrecalentador	328,5	126	415	126	60,79
	Evaporador	300	126	328,5	126	
	Economizador	60,61	126	300	126	
<b>Media presión</b>	Sobrecalentador	224	25	285	25	50,75
	Evaporador	105	25	224	25	
<b>Media-Baja presión</b>	Economizador	60,18	25	105	25	150,8
<b>Baja presión</b>	Sobrecalentador	147,1	4,4	255	4,4	100
	Evaporador	104,9	4,4	147,1	4,4	

**Tabla 5.11** – *Parámetros de operación para la Alternativa 2 operando a bajas emisiones.*

Si se comparan estos parámetros de operación con los obtenidos en el punto de funcionamiento a máxima potencia, se aprecia una disminución notable de las temperaturas, además de una reducción del gasto en todos los niveles de presión, a excepción del nivel de alta que aumenta ligeramente el gasto másico.

Una vez detallados estos parámetros de operación, se verá cuanta potencia es posible obtener. Dicha potencia será menor en algunas turbinas, en comparación con la obtenida anteriormente, debido a que en este caso el gasto másico que circula por ellas es menor.



	<b>Turbina</b>	<b>Nomenclatura<sup>3</sup></b>	<b>Potencia [kW]</b>
<b>Ciclo de vapor</b>	Turbina de alta presión	TUR1 <sup>2</sup>	20.057
	Turbina de recalentamiento	TUR2 <sup>2</sup>	45.410
	Turbina de baja presión	TUR7 <sup>2</sup>	4.045
	Turbina del campo solar	TUR3 <sup>2</sup>	167.622
	Turbina de muy baja presión	TUR4 <sup>2</sup>	53.294
<b>Ciclo de gas</b>	Turbina de gas	TUR5	547.309
	Turbina de gas	TUR6	547.309

**Tabla 5.12** – Potencia de turbinas para la Alternativa 2 operando a bajas emisiones.

Con esta configuración se podría obtener una potencia gracias a las turbinas de 1.385.046 kW.

Como en los casos anteriores se debe tener en cuenta la potencia necesaria para que funcionen las bombas y los compresores del ciclo, en la Tabla 5.6 están reflejadas dichas potencias.

	<b>Elemento</b>	<b>Nomenclatura<sup>3</sup></b>	<b>Potencia [kW]</b>
<b>Ciclo de vapor</b>	Bomba alta presión	PMP2	-715,3
	Bomba media presión	PMP3	-381,2
	Bomba de condensado	PMP1	-2,73
<b>Ciclo de gas</b>	Compresor	CMP1	-367,097
	Compresor	CMP2	-367,097

**Tabla 5.13** – Potencia consumida en la Alternativa 2 operando a bajas emisiones.

En este modo de funcionamiento, la potencia neta generada por la central es de **649.752 kW**.

Al igual que en el caso anterior, se calculará usando la Ec.5.1, la energía suministrada en la cámara de combustión para obtener dicha potencia. Dicha energía será **1.071.120 kW**.

Una vez conocida la potencia neta y la energía suministrada a las cámaras de combustión, se puede calcular el rendimiento del ciclo, utilizando la Ec.5.2. Obteniendo así un rendimiento de **60,66%**.

### 5.1.2.3 Resultados del ciclo

Al realizar un recalentamiento a los gases de escape se ha obtenido unas mejores propiedades que en el ciclo original. Las propiedades de la Alternativa 2 están resumidas en la siguiente tabla:

	Funcionamiento a potencia máxima	Funcionamiento a bajas emisiones
Temperatura salida caldera [°C]	1500	1250
Potencia térmica caldera [MW]	1.436,864	1.071,120
Potencia neta [MW]	910,719	649,752
Rendimiento	63,38%	60,66%

Tabla 5.14 – Resultados de la hibridación para la Alternativa 2.

### 5.1.3 Alternativa 3

La Alternativa 3 consistiría en la conexión del campo solar a la salida de la turbina de recalentamiento. Los objetivos de esta configuración son los de obtener una mayor potencia neta en el ciclo, debido a que con esta configuración sería posible realizar una expansión del fluido cuando esté posea una gran energía, además se busca reducir la potencia térmica necesaria en la cámara de combustión.

Con este fin se han establecido dos modos de operación, uno a potencia máxima y otro con menos potencia en el que se busca reducir el consumo de combustible y por tanto reducir las emisiones de contaminantes.

El ciclo de gas mantendrá la configuración empleada en el ciclo original. La diferencia sería durante la reducción de la temperatura de la caldera durante el funcionamiento a bajas emisiones. Mientras que el campo solar se conectará a la salida de la turbina de recalentamiento, realizando la transferencia energética a una presión constante e igual a 12 bar.

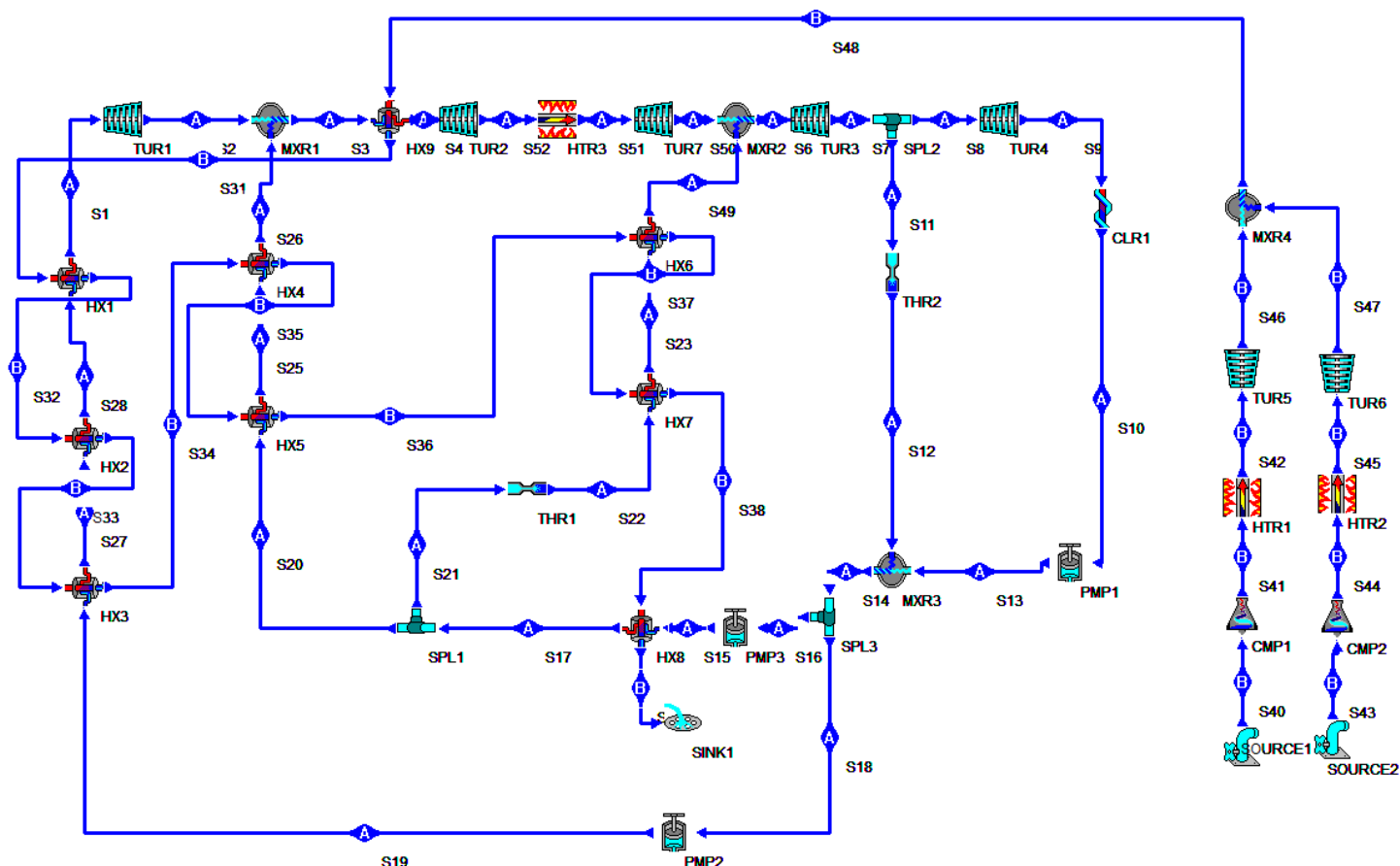


Figura 5.4 – Simulación en Cyclepad de la Alternativa 3.

### 5.1.3.1 Funcionamiento a potencia máxima

El objetivo de este modo de funcionamiento es el de obtener la mayor potencia neta posible, para ello se mantendrá la configuración del ciclo de gas que poseía el ciclo original, intentando conseguir la mayor potencia neta en el ciclo de vapor.

Por este motivo se ha decidido colocar el campo solar a la salida de la turbina de recalentamiento, debido a que el fluido dispondrá de una mayor energía pudiendo obtener durante la expansión una mayor potencia.

Se comenzará la explicación de esta alternativa por la turbina de gas, donde el aire entraría en el compresor a una temperatura de  $16^{\circ}\text{C}$  y a presión atmosférica. Este aire se comprimiría elevando al mismo tiempo la presión y temperatura. Una vez comprimido el aire atraviesa la caldera de donde saldría a una temperatura de  $1500^{\circ}\text{C}$ . Posteriormente el aire es expandido en la turbina de donde se extraería a una temperatura de  $629^{\circ}\text{C}$ . Después de la unión entre las dos corrientes de aire procedentes de las turbinas de gas, aumentaría el gasto másico de aire hasta  $1458\text{ kg/s}$ . Esta corriente de aire será la que se hará circular

por la caldera de recuperación de calor, saliendo el aire a la atmósfera con una temperatura de 103,2 °C.

Una vez detallado el ciclo de gas, se procederá a explicar el de vapor, como en las alternativas anteriores, se resumirán los parámetros de operación en una tabla.

Nivel		T <sub>entrada</sub> [°C]	P <sub>entrada</sub> [bar]	T <sub>salida</sub> [°C]	P <sub>salida</sub> [bar]	Gasto másico [kg/s]
<b>Recalentamiento</b>		315,7	28,02	564,9	25,78	140
<b>Alta presión</b>	Sobrecalentador	327,9	125,1	565,5	125,1	60
	Evaporador	330	125,1	327,9	125,1	
	Economizador	60,60	125,1	330	125,1	
<b>Media presión</b>	Sobrecalentador	230,1	28,02	314,4	28,02	80
	Evaporador	152	28,02	230,1	28,02	
<b>Media-Baja presión</b>	Economizador	60,19	28,02	152	28,02	176
<b>Baja presión</b>	Sobrecalentador	147,1	4,4	311	4,4	96
	Evaporador	147,1	4,4	147,1	4,4	

**Tabla 5.15** – Parámetros de operación para la Alternativa 3 operando a máxima potencia.

Una vez detallados estos parámetros de operación, lo interesante será ver si con esta alternativa, de verdad se puede obtener más potencia neta que en el caso original y ver en que turbina se consigue esta.

En la Tabla 5.16 están reflejadas las potencias de cada turbina involucrada en el ciclo.

	Turbina	Nomenclatura <sup>4</sup>	Potencia [kW]
<b>Ciclo de vapor</b>	Turbina de alta presión	TUR1 <sup>2</sup>	28.467
	Turbina de recalentamiento	TUR2 <sup>2</sup>	37.182
	Turbina de campo solar	TUR7 <sup>2</sup>	67.097
	Turbina del baja presión	TUR3 <sup>2</sup>	193.947
	Turbina de muy baja presión	TUR4 <sup>2</sup>	59.287
<b>Ciclo de gas</b>	Turbina de gas	TUR5	637.127
	Turbina de gas	TUR6	637.127

**Tabla 5.16** – Potencia de turbinas para la Alternativa 3 operando a máxima potencia.

Con esta configuración se podría obtener una potencia debido a las turbinas de 1.60.232 kW. Para obtener la potencia neta se tendría que tener en cuenta la potencia

<sup>4</sup> La nomenclatura usada para nombrar a las diferentes turbinas, se corresponde a la nomenclatura usada en la Figura 5.4.

necesaria para comprimir y bombear el fluido, descontándola a la potencia obtenida por las turbinas.

	Elemento	Nomenclatura <sup>4</sup>	Potencia [kW]
<b>Ciclo de vapor</b>	Bomba alta presión	PMP2	-760,9
	Bomba media presión	PMP3	-498,9
	Bomba de condensado	PMP1	-3,11
<b>Ciclo de gas</b>	Compresor	CMP1	-367,097
	Compresor	CMP2	-367,097

**Tabla 5.17** – Potencia consumida en la Alternativa 3 operando a máxima potencia.

Con esta alternativa, la potencia neta generada por la central es de **924.775 kW**.

Para generar esta potencia ha sido necesario realizar un aporte energético en las calderas de combustión de las turbinas de gas, aplicando la Ec.5.1 se obtiene que es necesario suministrar **1.436.864 kW** para obtener la potencia neta anteriormente mencionada.

Una vez conocida la potencia neta y la energía suministrada a las cámaras de combustión, se puede calcular el rendimiento del ciclo utilizando para ello la Ec.5.2. A partir de esta expresión se obtiene un rendimiento del ciclo de un **64,36%**.

### 5.1.3.2 Funcionamiento a bajas emisiones

Como ya se ha comentado anteriormente la diferencia fundamental entre el funcionamiento a máxima potencia y a bajas emisiones, es la temperatura de operación de la caldera. Para el caso de funcionar a bajas emisiones la temperatura de operación de la caldera sería de 1250°C, manteniendo el resto de parámetros del ciclo de gas iguales al caso original. Debido a esta temperatura en la caldera el aire saldría de la turbina con una temperatura de 501,8°C y se haría circular por la caldera de combustión, saliendo al exterior con una temperatura de 86,85°C.

Al reducir la temperatura de salida de la caldera, la potencia térmica que suministra la caldera y el consumo de combustible de la misma, descendería, que es el objetivo fundamental de este modo de funcionamiento.

En el ciclo de vapor, debido a la disminución en la temperatura de salida del ciclo de gas se verían afectados los parámetros de operación, reduciendo las temperaturas de los diferentes niveles de presión además de la variación en los gastos máscicos que circula por ellos. Los parámetros de operación están reflejados en la siguiente tabla:

Nivel		T <sub>entrada</sub> [°C]	P <sub>entrada</sub> [bar]	T <sub>salida</sub> [°C]	P <sub>salida</sub> [bar]	Gasto másico [kg/s]
Recalentamiento		229,3	25	420	25	115
Alta presión	Sobrecalentador	328,5	126	415	126	71
	Evaporador	315	126	328,5	126	
	Economizador	60,61	126	315	126	
Media presión	Sobrecalentador	224	25	285	25	44
	Evaporador	105	25	224	25	
Media-Baja presión	Economizador	60,18	25	105	25	130
Baja presión	Sobrecalentador	143,6	4	255	4	86
	Evaporador	104,9	4	143,6	4	

**Tabla 5.18** – *Parámetros de operación para la Alternativa 3 operando a bajas emisiones.*

Si se comparan estos parámetros de operación con los obtenidos en el punto de funcionamiento a máxima potencia, se aprecia una disminución del gasto en todos los niveles de presión, a excepción del nivel de alta, donde aumenta el gasto másico.

Una vez detallados estos parámetros de operación, se verá cuanta potencia es posible obtener en las diferentes turbinas.

	Turbina	Nomenclatura <sup>4</sup>	Potencia [kW]
Ciclo de vapor	Turbina de alta presión	TUR1 <sup>2</sup>	25.430
	Turbina de recalentamiento	TUR2 <sup>2</sup>	23.967
	Turbina de campo solar	TUR7 <sup>2</sup>	58.972
	Turbina del baja presión	TUR3 <sup>2</sup>	151.525
	Turbina de muy baja presión	TUR4 <sup>2</sup>	48.683
Ciclo de gas	Turbina de gas	TUR5	547.309
	Turbina de gas	TUR6	547.309

**Tabla 5.19** – *Potencia de turbinas para la Alternativa 3 operando a bajas emisiones.*

Con esta configuración se podría obtener una potencia gracias a las turbinas de 1.403.194 kW.

Como en los casos anteriores, para obtener la potencia neta que se obtiene del ciclo, se debe tener en cuenta la potencia necesaria para que funcionen las bombas y los compresores del ciclo, en la Tabla 5.6 están reflejadas dichas potencias.

	Elemento	Nomenclatura <sup>4</sup>	Potencia [kW]
<b>Ciclo de vapor</b>	Bomba alta presión	PMP2	-906,9
	Bomba media presión	PMP3	-328,7
	Bomba de condensado	PMP1	-2,65
<b>Ciclo de gas</b>	Compresor	CMP1	-367.097
	Compresor	CMP2	-367.097

**Tabla 5.20** – Potencia consumida en la Alternativa 3 operando a bajas emisiones.

En este modo de funcionamiento, la potencia neta generada por la central es de **667.761 kW**.

Al igual que en los casos anteriores, la potencia térmica que es necesaria suministrar a la cámara de combustión se calculará usando la Ec.5.1. Dicha energía para el caso actual tendría un valor de **1.071.120 kW**.

Una vez conocida la potencia neta y la energía suministrada a las cámaras de combustión, se puede calcular el rendimiento del ciclo, utilizando la Ec.5.2. Obteniendo así un rendimiento de **62,34%**.

### 5.1.3.3 Resultados del ciclo

Al realizar un recalentamiento a los gases de escape se ha obtenido unas mejores propiedades que en el ciclo original. Las propiedades de la Alternativa 3 están resumidas en la siguiente tabla:

	Funcionamiento a potencia máxima	Funcionamiento a bajas emisiones
<b>Temperatura salida caldera [°C]</b>	1500	1250
<b>Potencia térmica caldera [MW]</b>	1.436,864	1.071,120
<b>Potencia neta [MW]</b>	924,775	667,761
<b>Rendimiento</b>	64,36%	62,34%

**Tabla 5.21** – Resultados de la hibridación para la Alternativa 3.

## 5.1.4 Comparación con entre ciclo hibridado y original

Una vez calculadas las diferentes alternativas, es el momento de elegir la que mejores propiedades ofrezca a la hora de realizar la hibridación. Para ello se han resumido en la Tabla 5.22 las características de cada alternativa, pudiendo realizar una comparación rápida de todas las alternativas y configuraciones.



		Potencia neta [MW]	Potencia térmica caldera [MW]	Rendimiento
<b>Alternativa 1</b>	Potencia máxima	892,7	1.436,9	62,13%
	Bajas emisiones	685,02	1.144,3	59,68%
<b>Alternativa 2</b>	Potencia máxima	910,8	1.436,9	63,39%
	Bajas emisiones	649,7	1.071,1	60,66%
<b>Alternativa 3</b>	Potencia máxima	924,8	1.436,9	64,36%
	Bajas emisiones	667,8	1.071,1	62,34%

**Tabla 5.22** – Características de las posibilidades de hibridación para una potencia de 150 MW.

Se puede observar que la Alternativa 3 es la que mejores prestaciones ofrece a la hora de realizar la hibridación, por lo que será la opción escogida para realizar la hibridación de la central de ciclo combinado. En comparación con el ciclo original se ha conseguido una mejora notable de sus propiedades, tal y como se refleja en la siguiente tabla.

	Ciclo original	Ciclo hibridado	
		Potencia máxima	Bajas emisiones
<b>Potencia neta [MW]</b>	828,202	924,775	667,761
<b>Potencia térmica caldera [MW]</b>	1.436,864	1.436,864	1.071,120
<b>Rendimiento</b>	57,64%	64,36%	62,34%

**Tabla 5.23** – Comparación entre el ciclo hibridado y sin hibridar.

## 5.2 Potencia de diseño 60 MW

De la misma forma que para la potencia de 150 MW se han planteado dos alternativas. La primera de ellas consistiría en conectar el campo solar a la salida de la turbina de recalentamiento realizándose este aporte de calor a presión constante e igual a 14 bar. La segunda alternativa se basaría en conectar el campo solar al ciclo de vapor justo tras la primera etapa de turbina de baja presión realizando el aporte de calor a una presión de 4 bar.

Al igual que en las alternativas anteriores, se supondrá un ciclo de vapor ideal, donde las bombas y turbinas serían adiabáticas y tendrían un rendimiento del 100%. Además no existirán pérdidas de carga en los diferentes niveles de presión ni en el recalentador.

### 5.2.1 Alternativa 4

Esta nueva alternativa se asimila a la configuración utilizada en la Alternativa 3 para una potencia de 150 MW. La alternativa consistiría en la conexión del campo solar a la salida de la turbina de recalentamiento. El objetivo fundamental de esta alternativa es la

de obtener un rendimiento mayor en el ciclo, para ello se buscará reducir el consumo de combustible en las cámaras de combustión, disminuyendo las emisiones producidas. Se intentará conseguir una potencia neta similar a la del ciclo original.

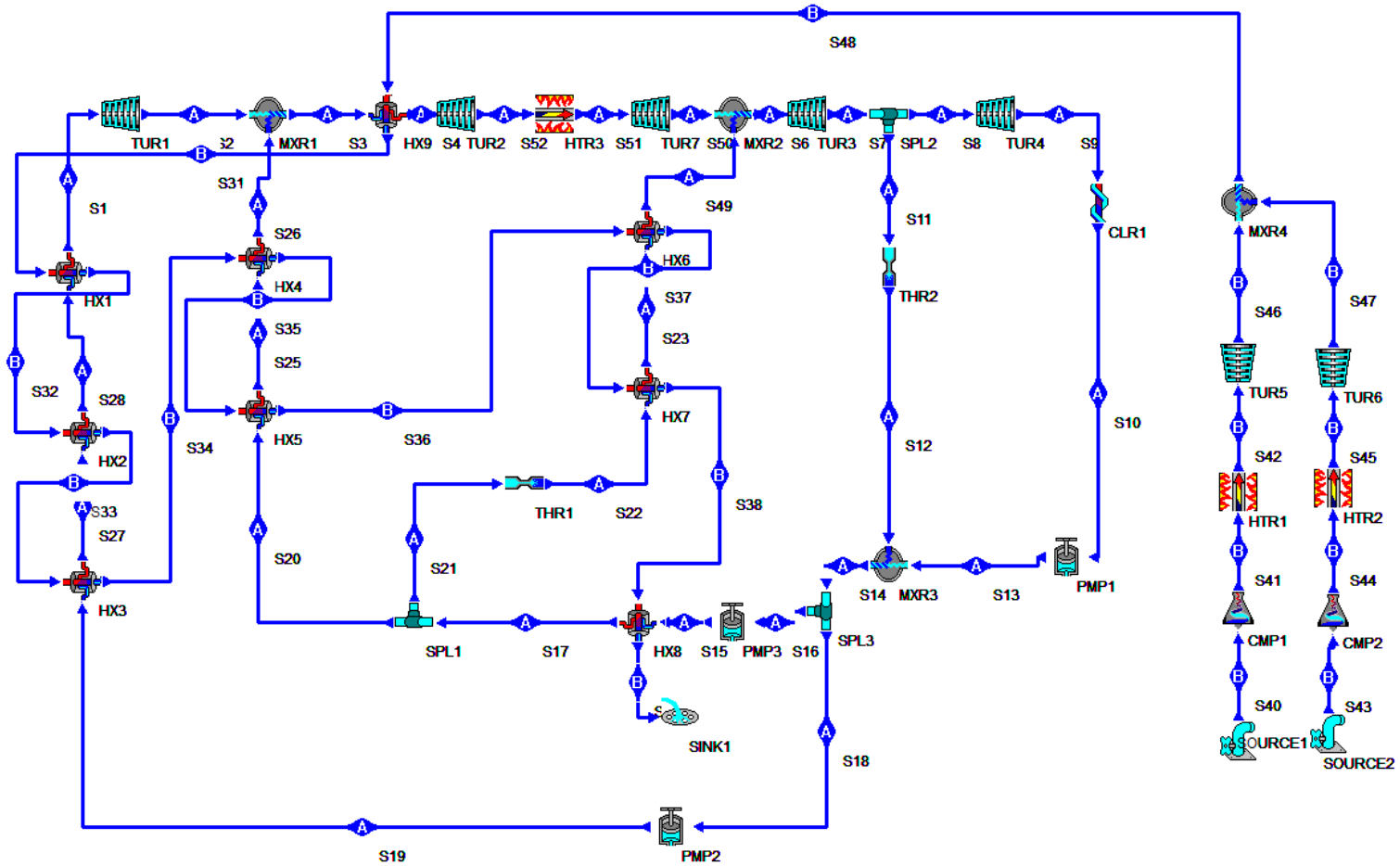


Figura 5.5 – Simulación en Cyclepad de la Alternativa 4.

Una vez fijados los objetivos de esta alternativa, se procederá a la descripción del ciclo.

Se comenzará la explicación por el ciclo de gas, donde el aire entraría en el compresor a una temperatura de  $16^{\circ}\text{C}$  y a presión atmosférica. Este se comprimiría elevando al mismo tiempo su presión y temperatura. Una vez comprimido, el aire atraviesa la caldera de donde saldría a una temperatura de  $1450^{\circ}\text{C}$ . Posteriormente el aire es expandido en la turbina de donde se extraería a una temperatura de  $603,5^{\circ}\text{C}$ . Después de la unión entre las dos corrientes de aire procedentes de las turbinas de gas, aumentaría el gasto másico de aire hasta  $1458 \text{ kg/s}$ . Esta corriente de aire será la que se hará circular por la caldera de recuperación de calor, saliendo el aire a la atmósfera con una temperatura de  $118,5^{\circ}\text{C}$ .

Una vez detallado el ciclo de gas, se procederá a explicar el ciclo de vapor, como en las alternativas anteriores, se resumirán los parámetros de operación en una tabla.

Nivel		T <sub>entrada</sub> [°C]	P <sub>entrada</sub> [bar]	T <sub>salida</sub> [°C]	P <sub>salida</sub> [bar]	Gasto másico [kg/s]
<b>Recalentamiento</b>		295,4	22	560	22	128
<b>Alta presión</b>	Sobrecalentador	333,8	135	550	135	51
	Evaporador	330	135	333,8	135	
	Economizador	60,65	135	330	135	
<b>Media presión</b>	Sobrecalentador	217,3	22	314,4	22	77
	Evaporador	152	22	217,3	22	
<b>Media-Baja presión</b>	Economizador	60,17	22	152	22	167
<b>Baja presión</b>	Sobrecalentador	147,1	4,4	311	4,4	90
	Evaporador	147,1	4,4	147,1	4,4	

**Tabla 5.24** – Parámetros de operación para la Alternativa 4.

Una vez detallados estos parámetros de operación del ciclo de vapor, lo interesante será ver si con esta alternativa se puede mejorar la eficiencia del ciclo. Para ellos es preciso obtener en primer lugar la potencia neta que se obtiene además de la potencia térmica que es necesario suministrar en las cámaras de combustión para obtener dicha.

Se comenzará a calcular la potencia neta, para ello será preciso conocer la potencia obtenida en la expansión del fluido en las diferentes turbinas, además de la potencia que es necesario suministrar para comprimir el fluido.

En la Tabla 5.25 están reflejadas las potencias obtenidas en cada turbina involucrada en el ciclo.

	Turbina	Nomenclatura <sup>5</sup>	Potencia [kW]
<b>Ciclo de vapor</b>	Turbina de alta presión	TUR1 <sup>2</sup>	26.859
	Turbina de recalentamiento	TUR2 <sup>2</sup>	22.406
	Turbina de baja presión	TUR7 <sup>2</sup>	55.721
	Turbina del campo solar	TUR3 <sup>2</sup>	148.076
	Turbina de muy baja presión	TUR4 <sup>2</sup>	48.914
<b>Ciclo de gas</b>	Turbina de gas	TUR5	619.174
	Turbina de gas	TUR6	619.174

**Tabla 5.25** – Potencia de turbinas para la Alternativa 4.

<sup>5</sup> La nomenclatura usada para nombrar a las diferentes turbinas, se corresponde a la nomenclatura usada en la Figura 5.5.

Con esta configuración se podría obtener una potencia de las turbinas de 1.540.325 kW. Como se ha comentado anteriormente, para obtener la potencia neta se tendría que tener en cuenta la potencia necesaria para comprimir y bombear el fluido, descontándola a la potencia obtenida por las turbinas.

	Elemento	Nomenclatura <sup>5</sup>	Potencia [kW]
<b>Ciclo de vapor</b>	Bomba alta presión	PMP2	-697,9
	Bomba media presión	PMP3	-371
	Bomba de condensado	PMP1	-2,87
<b>Ciclo de gas</b>	Compresor	CMP1	-367.097
	Compresor	CMP2	-367.097

**Tabla 5.26** – Potencia consumida en la Alternativa 4.

Con esta alternativa, la potencia neta generada por la central es de **805.058 kW**.

Para generar esta potencia ha sido necesario realizar un aporte energético en las calderas de combustión de las turbinas de gas, aplicando la Ec.5.1 se obtiene que es necesario suministrar **1.363.715 kW** para obtener la potencia neta anteriormente mencionada.

Una vez conocida la potencia neta y la energía suministrada a las cámaras de combustión, se puede calcular el rendimiento del ciclo utilizando para ello la Ec.5.2. A partir de esta expresión se obtiene un rendimiento del ciclo de un **59,03%**.

## 5.2.2 Alternativa 5

Esta alternativa consistiría en la conexión del campo solar a la salida de la turbina de baja presión, al igual que se utilizaba para una potencia de 150 MW en la Alternativa 2. En esta configuración se pretende obtener un rendimiento mayor en el ciclo, para ello se buscará reducir el consumo de combustible en las cámaras de combustión, disminuyendo las emisiones producidas. Se intentará conseguir una potencia neta similar a la del ciclo original.

Destacar que el campo solar se conectará a la salida de la turbina de baja presión, en el ciclo de vapor. Realizando la transferencia de potencia térmica a una presión constante e igual a 4 bar.

En el ciclo de gas de esta alternativa, el aire entraría en el compresor a una temperatura de 16°C y a presión atmosférica. Este se comprimiría elevando al mismo tiempo su presión y temperatura. Una vez comprimido, el aire atraviesa la caldera de donde saldría a una temperatura de 1450°C. Posteriormente el aire es expandido en la turbina de donde se extraería a una temperatura de 603,5°C. Después de la unión entre las dos

corrientes de aire procedentes de las turbinas de gas, aumentaría el gasto másico de aire hasta  $1458 \text{ kg/s}$ . Esta corriente de aire será la que se hará circular por la caldera de recuperación de calor, saliendo el aire a la atmósfera con una temperatura de  $113,8^\circ\text{C}$ .

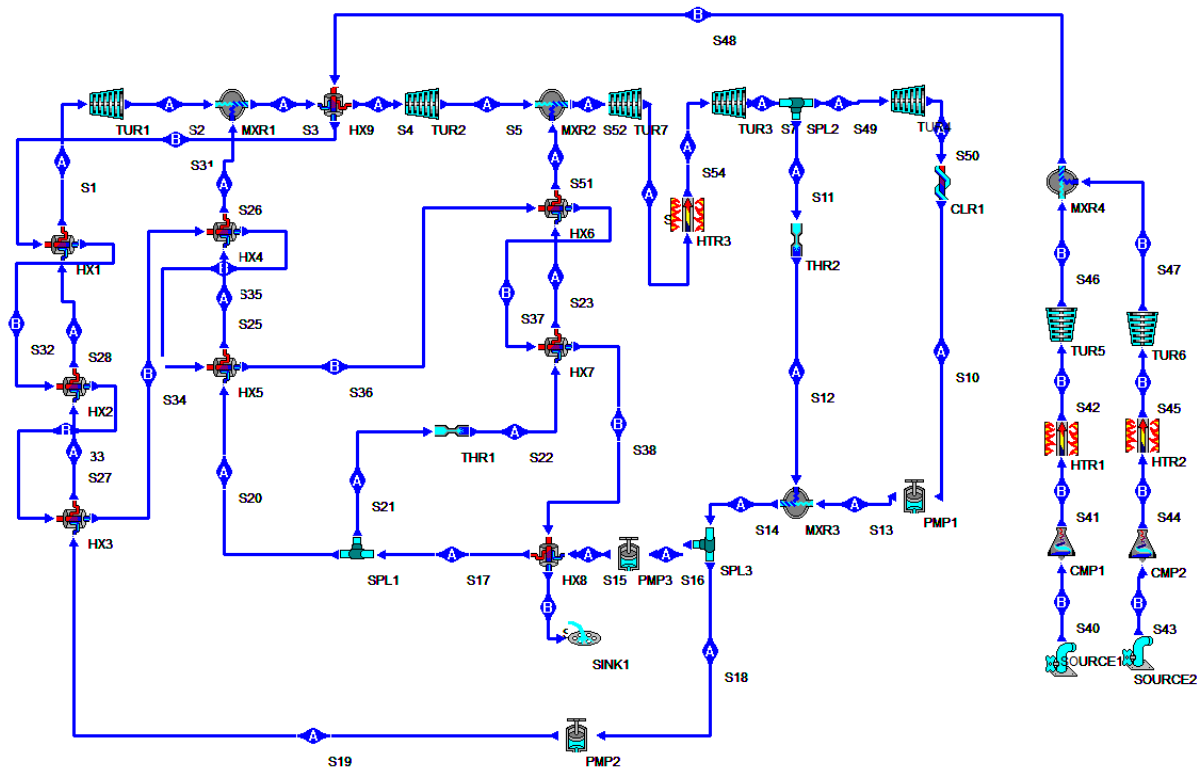


Figura 5.6– Simulación en Cyclepad de la Alternativa 5.

Una vez detallado el ciclo de gas, se procederá a explicar el de vapor, como en la Alternativa 1, se resumirán los parámetros de operación en una tabla.

Nivel		$T_{\text{entrada}} [^\circ\text{C}]$	$P_{\text{entrada}} [\text{bar}]$	$T_{\text{salida}} [^\circ\text{C}]$	$P_{\text{salida}} [\text{bar}]$	Gasto másico $[\text{kg/s}]$
<b>Recalentamiento</b>		289,8	22	550	22	122
<b>Alta presión</b>	Sobrecalentador	330,9	130	550	130	71
	Evaporador	300	130	330,9	130	
	Economizador	60,63	130	300	130	
<b>Media presión</b>	Sobrecalentador	217,3	22	314,4	22	51
	Evaporador	105	22	217,3	22	
<b>Media-Baja presión</b>	Economizador	60,17	22	105	22	148
<b>Baja presión</b>	Sobrecalentador	147,1	4,4	311	4,4	97
	Evaporador	147,1	4,4	147,1	4,4	

Tabla 5.27 – Parámetros de operación para la Alternativa 5.

Una vez detallados estos parámetros de operación, lo interesante será ver si con esta alternativa, de verdad se puede obtener una potencia neta similar al caso original y ver en que turbina se consigue esta.

En la Tabla 5.28 están reflejadas las potencias de cada turbina involucrada en el ciclo.

	<b>Turbina</b>	<b>Nomenclatura<sup>6</sup></b>	<b>Potencia [kW]</b>
<b>Ciclo de vapor</b>	Turbina de alta presión	TUR1 <sup>2</sup>	36.891
	Turbina de recalentamiento	TUR2 <sup>2</sup>	61.403
	Turbina de baja presión	TUR7 <sup>2</sup>	5.109
	Turbina del campo solar	TUR3 <sup>2</sup>	148.560
	Turbina de muy baja presión	TUR4 <sup>2</sup>	49.767
<b>Ciclo de gas</b>	Turbina de gas	TUR5	619.174
	Turbina de gas	TUR6	619.174

**Tabla 5.28** – Potencia de turbinas para la Alternativa 5.

Con esta configuración se podría obtener una potencia debido a las turbinas de 1.540.079 kW. Para obtener la potencia neta se tendría que tener en cuenta la potencia necesaria para comprimir y bombear el fluido, descontándola a la potencia obtenida por las turbinas.

	<b>Elemento</b>	<b>Nomenclatura<sup>6</sup></b>	<b>Potencia [kW]</b>
<b>Ciclo de vapor</b>	Bomba alta presión	PMP2	-935,7
	Bomba media presión	PMP3	-328,8
	Bomba de condensado	PMP1	-2,88
<b>Ciclo de gas</b>	Compresor	CMP1	-367,097
	Compresor	CMP2	-367,097

**Tabla 5.29** – Potencia consumida en la Alternativa 5.

Con esta alternativa, la potencia neta generada por la central es de **804. 617 kW**.

Para generar esta potencia ha sido necesario realizar un aporte energético en las calderas de combustión de las turbinas de gas, aplicando la Ec.5.1 se obtiene que es necesario suministrar **1.363.715 kW** para obtener la potencia neta anteriormente mencionada.

Una vez conocida la potencia neta y la energía suministrada a las cámaras de combustión, se puede calcular el rendimiento del ciclo utilizando para ello la Ec.5.2. A partir de esta expresión se obtiene un rendimiento del ciclo de un **59%**.

<sup>6</sup> La nomenclatura usada para nombrar a las diferentes turbinas, se corresponde a la nomenclatura usada en la Figura 5.6.

### 5.2.3 Comparación con entre ciclo hibridado y original

Una vez calculadas las diferentes alternativas, es el momento de elegir la que mejores propiedades ofrezca a la hora de realizar la hibridación con una potencia de 60 MW. Para ello se han resumido en la Tabla 5.30 las características de cada alternativa, pudiendo realizar una comparación rápida entre las diferentes alternativas.

	Potencia neta [MW]	Potencia térmica caldera [MW]	Rendimiento
<b>Alternativa 4</b>	805,1	1.363,7	59,03%
<b>Alternativa 5</b>	804,6	1.363,7	59%

**Tabla 5.30** – Características de las posibilidades de hibridación para una potencia de 60 MW.

Se puede observar que la Alternativa 4 ofrece unas mejores prestaciones a la hora de realizar la hibridación. Dicha configuración, coincidente con la empleada en la Alternativa 3, será la opción escogida para realizar la hibridación de la central de ciclo combinado. En comparación con el ciclo original se ha conseguido una mejora del rendimiento además de conseguir una reducción de la potencia térmica necesaria.

	Ciclo original	Ciclo hibridado
<b>Potencia neta [MW]</b>	828,202	805,058
<b>Potencia térmica caldera [MW]</b>	1.436,864	1.363,715
<b>Rendimiento</b>	57,64%	59,03%

**Tabla 5.31** – Comparación entre el ciclo hibridado y sin hibridar para una potencia de 60 MW.

A modo de conclusión, resaltar que las mejores prestaciones se obtienen cuando el campo solar se conecta a la salida de la turbina de baja presión, comprobándose este hecho para las potencias de 60 y 150 MW. En los posteriores apartados se valorará la viabilidad de ambas instalaciones.



## 6. Estudio económico

Una vez estudiados los beneficios energéticos que se obtendrían al realizar la hibridación de la Central de Ciclo Combinado con el campo solar, toca analizar la viabilidad del proyecto. Este análisis se traslada al aspecto económico debido a que en este tipo de instalaciones se requieren grandes inversiones de capital.

Antes de poder estudiar la viabilidad del proyecto, será necesario calcular la inversión necesaria para instalar el campo solar, además de los costes de combustible y de operación y mantenimiento. Posteriormente se obtendrá el coste de la energía producida. Realizándose después el análisis financiero. Con toda esta información será posible determinar la viabilidad del proyecto.

Para finalizar este capítulo se comentará además el marco económico de las centrales termoeléctricas en España.

### 6.1 Costes

En este apartado se procederá a calcular la inversión necesaria para instalar el campo solar, para las potencias de 60 MW y 150 MW. También se calcularán los costes de combustible así como de mantenimiento y operación, tanto de la central de ciclo combinado como del campo solar, además del ahorro de combustible gracias a la hibridación.

#### 6.1.1 Inversión

Para realizar el cálculo de la inversión necesaria, para desarrollar el campo solar, de forma más precisa, se ha desglosado la inversión de los colectores en sus componentes principales. Para considerar el resto de componentes del campo solar, como son el sistema de instrumentación, el sistema eléctrico, además de la obra necesaria para llevar a cabo la construcción del campo solar, se utilizarán coeficientes.

Uno de los elementos fundamentales de un colector son los espejos, encargados de reflejar la radiación solar incidente sobre el tubo receptor. Cada colector está dividido en 12 módulos. Estos a su vez, están compuestos por 28 espejos cada uno. De este modo se obtiene que el colector está constituido por 336 espejos.

Cada colector consta de 36 tubos receptores, a través de los cuales circula el fluido térmico. Además para mantener cada componente en su posición y dar rigidez al sistema se utiliza una estructura metálica, cuyo valor es el mayor de los que componen el colector.

También debe considerarse el sistema motriz, que es el encargado de girar los colectores. Dicho sistema se compone de un accionamiento hidráulico, unas juntas rotativas y el sistema de tuberías.

En la siguiente tabla se puede apreciar el precio de los diferentes componentes de un colector, cuyos valores han sido tomados de la bibliografía [53.a].

Elemento	Cantidad	Coste unitario [€]	Coste total [€/colector]
Espejos	336 uds/colector	80	26.880
Tubos receptores	36 uds/colector	900	32.400
Estructura	1 uds/colector	86.500	86.500
Accionamientos hidráulicos	1 uds/colector	5.300	5.300
Juntas rotativas	8 uds/lazo <sup>1</sup>	400	640

**Tabla 6.1** – Desglose de los costes de un colector.

A través de la suma de todos los componentes del colector, resumidos en la tabla anterior, se obtiene que el predio por cada colector será de 151.720 €, por lo que existirá una notable diferencia económica entre las configuraciones del campo solar para las diferentes potencias, gracias a la gran variación del número de lazos empleados.

El coste total del campo solar, tendrá en cuenta el número de colectores totales además de los sistemas de instrumentación, el sistema eléctrico y la obra civil. Dichos costes están resumidos en la Tabla 6.2.

		Potencia 60 MW		Potencia 150 MW	
Múltiplo solar		1	1,54	1	1,54
Número de colectores		265	405	660	1015
Concepto	Coste unitario [€]	Coste [M€]			
Colectores	151.720	40,21	61,45	100,13	154
Sistema instrumentación	4% <sup>2</sup>	1,61	2,46	4	6,16
Sistema eléctrico	3% <sup>2</sup>	1,21	1,85	3	4,62
Obra civil	35% <sup>2</sup>	14,07	21,51	35,05	53,9
<b>Coste total de colectores [M€]</b>		<b>57,09</b>	<b>87,25</b>	<b>142,19</b>	<b>218,67</b>

**Tabla 6.2** – Costes del campo solar en función de la potencia instalada.

Después de analizar por separado los diferentes costes de los que se compone el campo solar, puede resumirse todos los conceptos en un presupuesto total indicativo, en el

<sup>1</sup> Para el presente proyecto un lazo estará constituido por 5 colectores.

<sup>2</sup> Los valores han sido estimados a partir de trabajos similares, incluidos en la bibliografía [50.3] y [53.a].

cual se tienen en cuenta unos gastos generales, de contingencias y de margen, que se expresaran a través de porcentajes que serán función de la inversión del campo solar.

Con todos estos costes se puede obtener el precio final del proyecto, tal y como se muestra en la siguiente tabla.

		<b>Potencia 60 MW</b>		<b>Potencia 150 MW</b>	
Múltiplo solar		1	1,54	1	1,54
Número de colectores		265	405	660	1015
<b>Concepto</b>		<b>Coste [M€]</b>			
Campo solar		57,09	87,25	142,19	218,67
Gestión del proyecto	9% <sup>2</sup>	5,14	7,85	12,8	19,68
Gastos generales	3% <sup>2</sup>	1,71	2,62	4,27	6,56
Contingencias	5% <sup>2</sup>	2,85	4,36	7,11	10,93
Margen	8% <sup>2</sup>	4,57	6,98	11,38	17,49
<b>Coste total del proyecto [M€]</b>		<b>71,37</b>	<b>109,07</b>	<b>177,74</b>	<b>273,34</b>

**Tabla 6.3** – Costes del proyecto en función de la potencia instalada.

### 6.1.2 Costes de mantenimiento y operación

En este apartado se procederá a calcular los costes relacionados con el mantenimiento y operación, tanto de la central de ciclo combinado como del campo solar. Dichos costes incluirán el sueldo de los empleados, la inversión en equipamiento destinado a operación y mantenimiento y el coste de los seguros, estando evaluados todos ellos de forma anual.

La inversión en equipamiento y el coste de los seguros, estarán representados por coeficientes, que dependerán del salario de los empleados.

<b>Concepto</b>	<b>Coste individual [€]</b>	<b>Coste total [€]</b>
Número de empleados operación	76	
Número de empleados mantenimiento	18	
Salario trabajadores	48.000	4.512.000
Inversión equipamiento O&M	2% <sup>2</sup>	90.240
Coste seguro	1% <sup>2</sup>	45.120
<b>Coste total de operación y mantenimiento [M€]</b>		<b>4,65</b>

**Tabla 6.4** – Costes de mantenimiento y operación.

### 6.1.3 Costes de combustible

Destacar que los costes anteriores solo cubren los aspectos relacionados con el mantenimiento y el control de operaciones. El consumo de combustible debe tenerse en

cuenta fuera este apartado, ya que no sería despreciable su valor e influirá de forma significativa en la viabilidad de este proyecto.

El gas natural se encuentra fuertemente correlacionado con el precio del mercado internacional del barril de petróleo Brent, el cual de por si es muy volátil lo que implica establecer una proyección en el tiempo del precio del combustible sea extraordinariamente complejo.

Por lo que para calcular el coste de combustible se procederá a utilizar un valor fijado por el Ministerio de Industria, Energía y Turismo en la resolución del 26 de noviembre de 2007, de la Dirección General de Política Energética y Minas, en la cual se hacen públicos los nuevos precios de venta de gas natural para uso como materia prima [26]. Dicho valor es de 2,3199 *cents/kWh* y depende de la potencia producida en las turbinas de gas del ciclo, que es donde se produce el consumo de combustible.

En la siguiente tabla se pueden observar los diferentes costes de combustible, tanto para la central de ciclo combinado como para sus alternativas híbridadas con las diferentes potencias del campo solar. El coste se obtendría multiplicando las potencias de la turbina de gas en cada configuración por el precio de gas natural fijado.

Central original		Central hibridada		
		Potencia 60 MW	Potencia 150 MW	
			Bajas emisiones	Alta potencia
Potencia TG [MW]	540,059	504,154	360,424	540,059
Horas de funcionamiento <sup>3</sup>	4.000			
Potencia TG [GWh]	2.160,236	2.016,616	1.441,696	2.160,236
Coste combustible [M€]	50,12	46,78	33,45	50,12

**Tabla 6.5** – Costes de combustible para las diferentes configuraciones.

Destacar la gran dependencia de los costes de gas natural con el número de horas de funcionamiento, por lo que los costes de combustible variaran a lo largo del tiempo. Para un primer análisis de la viabilidad se supondrá que estos costes se mantienen constantes en el tiempo, suceso que no es cierto, pero permitirá realizar una primera aproximación sobre la viabilidad del proyecto.

<sup>3</sup> Se han utilizado como referencia el número de horas de funcionamiento del año 2014. Dicho valor ha sido facilitado por Endesa.

## 6.2 Precio de la electricidad generada

Una vez calculada la inversión necesaria para realizar la instalación del campo solar, se procederá a calcular el precio de la electricidad generada. Para ello se utilizará el LCOE (*Levelized Costs of Energy*) o Costes Nivelados de la Energía, que permite obtener un valor medio del coste de generación en €/kWh.

Este valor permitirá definir los costes de la electricidad en el caso de que no existiesen riesgos asociados al mercado eléctrico. Según la IEA (*International Energy Agency*) el LCOE se aproxima bastante bien a los costes reales en un mercado monopolista regulado, sufriendo variaciones en mercados eléctricos liberalizados [59].

La expresión obtenida es la empleada por distintos agentes autorizados tales como la IEA (*International Energy Agency*).

La principal ventaja del LCOE es que incluye todos los costes (presentes y futuros) asociados a la instalación, de manera que constituye una herramienta útil para evaluar el coste real de generación, así como para compararlo con otras tecnologías de producción de energía, tal y como se muestra en la Figura 6.1.

La expresión que permite calcular el LCOE es:

$$LCOE = \frac{I_o + \sum_{t=1}^n [(C_{comb} + C_{OM}) \cdot (1 + i)^{-t}]}{\sum_{t=1}^n [E_{generada} \cdot (1 + i)^{-t}]}$$

(6.1)

Donde  $I_o$  es la inversión inicial realizada que incluye tanto del campo solar como la de la central de ciclo combinado (436 M€) [20],  $C_{comb}$  es el coste de combustible,  $C_{OM}$  es el coste de operación y mantenimiento,  $i$  es la tasa de interés que para el presente proyecto se tomará como 6%,  $t$  es el periodo de vida de la instalación que será estimado en 25 años y  $E_{generada}$  es la energía producida por la central en kWh.

A la hora de calcular el precio de la electricidad generada y la viabilidad del proyecto, se estudiará para las inversiones del campo de colectores sobredimensionado.

		Potencia 60 MW	Potencia 150 MW	
			Bajas emisiones	Alta potencia
Inversión [M€]	$I_o$	109,07	273,34	
Coste Combustible [M€]	$C_{comb}$	46,78	33,45	50,12
Coste Operación [M€]	$C_{OM}$	4,65		
Energía generada [GWh]	$E_{generada}$	3.220,23	2.671,04	3.699,1
LCOE [€/kWh]		0,0292	0,035	0,0298

**Tabla 6.6** – Costes Nivelados de la Energía para las diferentes configuraciones.

Se puede observar que los valores obtenidos son pequeños en comparación con otras tecnologías, esto es debido a que los costes de combustible, que generalmente son los más altos, depende del número de horas de funcionamiento de las turbinas de gas, al disminuir el tiempo de uso de las turbinas provocaría una reducción de dicho coste, haciendo que el LCOE disminuya. En comparación con el ciclo original ( $LCOE = 0,0262 \text{ €/kWh}$ ) se obtiene valores mayores, debido a que la inversión del campo solar y de la central es más alta que la del ciclo original.

Se puede apreciar una diferencia entre los modos de funcionamiento a bajas emisiones y a alta potencia para la configuración del campo solar de  $150 \text{ MW}$ , y es debido a que al producir menos potencia el precio por  $kWh$  debe aumentar para poder compensar los costes de la inversión, de combustible y de operación y mantenimiento.

Los valores de LCOE para diferentes tecnologías pueden compararse en la Figura 6.1, pudiendo observarse que los valores son muy superiores a los expuestos anteriormente en la Tabla 6.6.

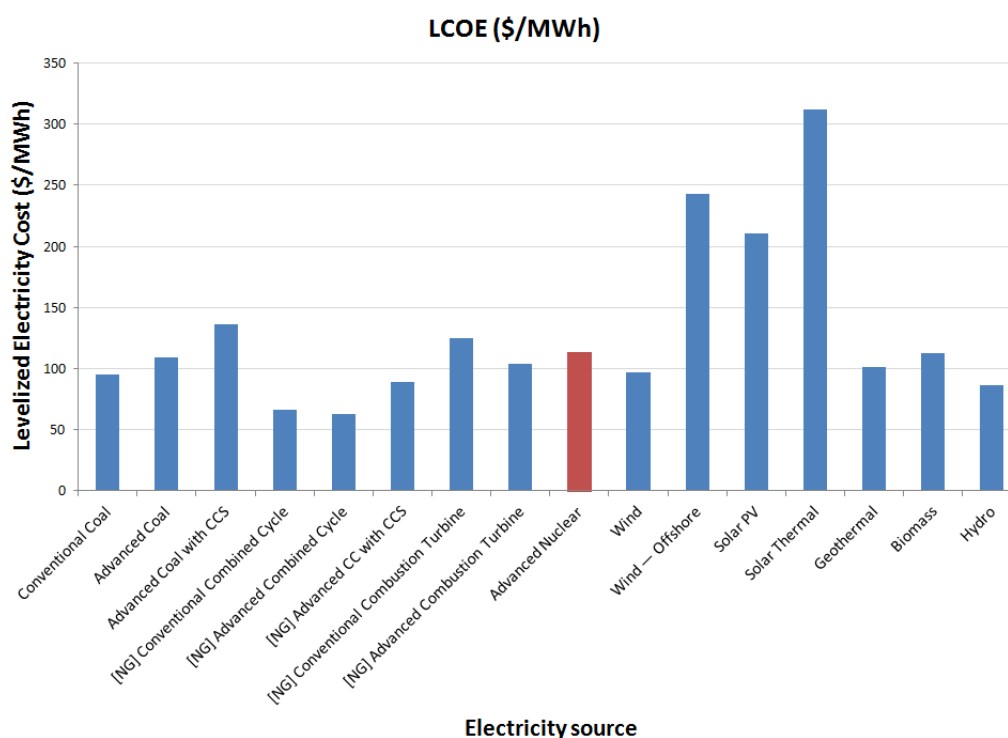


Figura 6.1 – LCOE para diferentes tecnologías. [24]

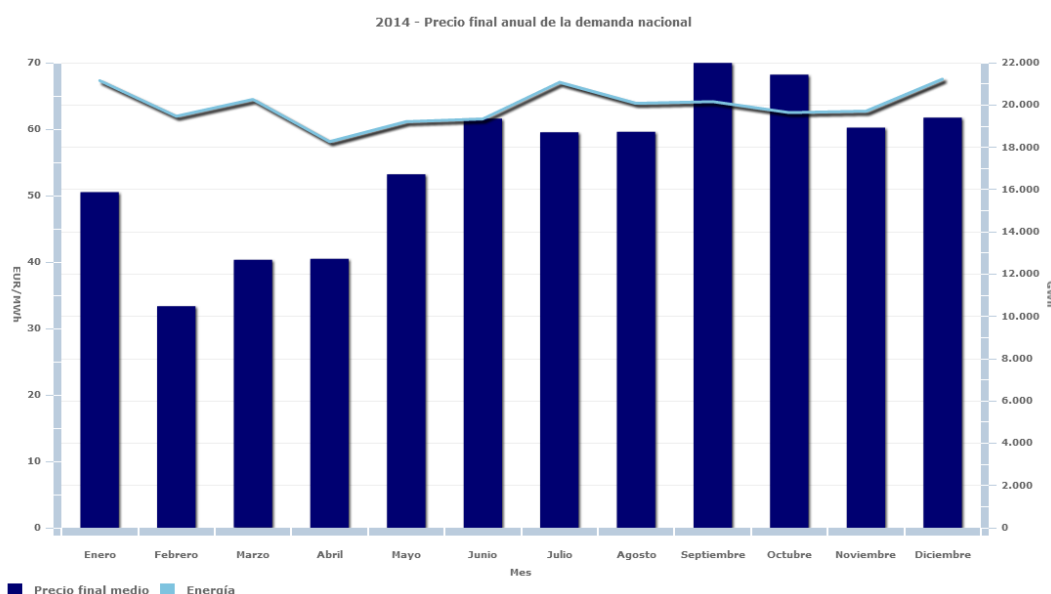
### 6.3 Análisis de viabilidad

Los indicadores tradicionales de rentabilidad de un proyecto son VAN, TIR y Pay Back o Periodo de Recuperación. Estos conceptos se usan a efectos comparativos entre los diferentes proyectos y permiten elegir el proyecto más rentable de todas las alternativas propuestas.

### 6.3.1 Flujos de caja

Antes de poder calcular estos indicadores será necesario estimar los flujos de caja experimentados por la central. Dichos flujos de caja relacionan los ingresos obtenidos por la venta de la electricidad y los gastos producidos por el consumo del combustible además de los de operación y mantenimiento.

Para calcular los ingresos obtenidos por la venta de electricidad, se tomará el precio medio de mercado. Este precio tiene un valor de 56,33 €/MWh, se corresponde al precio de venta medio del *Pool* medio mensual del mercado diario. El intervalo usado para calcular estos valores medios, está comprendido desde Enero del 2014 hasta Abril del 2015 [45].



**Figura 6.2** – Distribución del precio medio mensual del mercado diario para el año 2014. [45]

El precio medio mensual del mercado diario para el intervalo comentado, está reflejado en la Tabla 6.7.

Año	Mes	Precio [€/kWh]	Año	Mes	Precio [€/kWh]
2014	Enero	50,51	2015	Enero	66,99
	Febrero	33,33		Febrero	58,95
	Marzo	40,31		Marzo	57,02
	Abril	40,49		Abril	59,71
	Mayo	53,51			
	Junio	61,59			
	Julio	59,52			
	Agosto	59,58			
	Septiembre	59,97			
	Octubre	68,19			
	Noviembre	60,21			
	Diciembre	61,72			

**Tabla 6.7** – Precio medio mensual del mercado diario. [45]



Con este precio de venta y con la cantidad de electricidad generada, se pueden calcular los ingresos obtenidos por su venta:

$$Ingresos = P_{electricidad} \cdot E_{generada} \quad (6.2)$$

Una vez calculado los ingresos por las ventas, se calcularán los gastos involucrados en la producción de la electricidad, dichos costes serán la suma de los costes de operación y mantenimiento y de combustible.

$$Gastos = C_{OM} + C_{comb} + C_{aleatorio} \quad (6.3)$$

Donde  $C_{aleatorio}$  incluye los gastos de amortización de las diferentes máquinas, el coste del agua empleada en la central además de incluir sucesos aleatorios desconocidos a priori e influyentes en los flujos de caja (sanciones económicas, reparaciones de componentes de la central,...). Dicho coste será estimado con un coeficiente y tendrá un valor del 60% de los ingresos obtenidos por la venta de electricidad.

Estos ingresos y gastos se supondrán constantes en el tiempo, pese a que en la realidad no presentan este comportamiento, debido entre otros casos a las fluctuaciones en el precio de la electricidad y el número de horas de funcionamiento de la central, entre otros.

Los flujos de caja están resumidos, para los diferentes proyectos, en la siguiente tabla:

	Potencia 60 MW	Potencia 150 MW	
		Bajas emisiones	Alta potencia
Ingresos [M€]	181,4	150,46	208,37
Gastos [M€]	160,27	128,28	179,79
<b>Flujo de caja [M€]</b>	<b>21,13</b>	<b>22,08</b>	<b>28,58</b>

**Tabla 6.8** – Flujos de caja para las diferentes alternativas.

Una vez calculado el flujo de caja experimentado por cada alternativa es el momento de valorar la viabilidad o no del proyecto. Para ello, tal y como se comentó anteriormente se calculará el VAN, el TIR y el Pay Back.

### 6.3.2 VAN

El VAN (Valor Actual Neto) permite calcular el valor actual de un determinado número de flujos de caja futuros a los cuales se les ha restado la inversión inicial. Este cálculo permitirá saber si se obtiene un beneficio en un determinado periodo de tiempo con una rentabilidad fija.

Este valor puede calcularse a través de la expresión:

$$VAN = -I_{o_{solar}} + \sum_{n=1}^N \frac{\text{flujos de caja}}{(1+i)^{-n}} \quad (6.4)$$

Donde  $I_{o_{solar}}$  es el valor de la inversión inicial del campo solar,  $i$  es la tasa de interés que para el presente proyecto se tomará como 6% y  $n$  es el periodo que se va a analizar, que para el presente proyecto será estimado en 25 años.

El valor del VAN determinará la rentabilidad del proyecto. En caso de que este fuese positivo indicaría que el proyecto es rentable, mientras que por el contrario, se obtiene un VAN menor que cero, indicaría que el proyecto no es viable económicamente. Entre dos proyectos con un VAN positivo, se escogerá el que mayor valor presente, ya que el proyecto será más rentable.

### 6.3.3 TIR

Es la tasa mínima de rentabilidad a partir de la cual la obra es rentable. El TIR hace cero el VAN. Se utilizarán para ello los mismos datos que los utilizados para calcular el VAN, el objetivo será despejar de la ecuación la tasa de rentabilidad.

$$0 = -I_{o_{solar}} + \sum_{n=1}^N \frac{\text{flujos de caja}}{(1+i_{TIR})^{-n}} \quad (6.5)$$

Este valor indica la viabilidad de realizar una inversión si el TIR obtenido es mayor o igual a la tasa de interés escogida. Entre dos proyectos se escogerá aquel que proporcione el mayor valor del TIR.

### 6.3.4 Pay Back

Es un indicador que estima el momento de la vida del proyecto en el cual se consigue pagar la inversión. Se mide en años e indicaría cuando el proyecto empieza a producir beneficios.

La expresión que permite calcular el periodo de recuperación es:

$$I_{o_{solar}} = \sum_{n=1}^N \text{flujos de caja} \cdot (1+i)^n \quad (6.6)$$

### 6.3.5 Resultados

Una vez expuestos todos los indicadores de rentabilidad, es el momento de calcularlos para las diferentes alternativas. En la Tabla 6.9 están reflejados dichos indicadores.

	Potencia 60 MW	Potencia 150 MW	
		Bajas emisiones	Alta potencia
VAN [M€]	161,04	8,92	92
TIR	12,39%	0,32%	3,14%
Pay Back [años]	5,2	12,5	9,7

**Tabla 6.9** – Indicadores de rentabilidad para las diferentes alternativas.

Se puede observar que la única alternativa viable es la de instalar un campo solar para que produzca una potencia de 60 MW, ya que verifica los criterios de VAN y el TIR, teniendo un periodo de recuperación relativamente bajo, lo que indicaría la viabilidad de esta alternativa.

Por el contrario el resto de las alternativas no son viables, pese a obtener un VAN positivo. La inviabilidad de llevar a cabo estas alternativas, es debido a que el TIR obtenido es menor que la tasa de descuento escogida, por lo que es recomendable invertir el dinero en otros proyectos.

Para finalizar, destacar que la hibridación de la Central de Ciclo Combinado Bèsos V con un campo de colectores cilíndrico parabólicos es realmente viable. Este hecho abre una nueva posibilidad en las Centrales Térmicas, que es la de la hibridación, gracias a las cuales es posible reducir el impacto atmosférico además de poder amortizar la inversión, siendo posible el cambio de modelo energético hacia un sistema más renovable en el cual se reduzca de forma gradual la dependencia de los recursos fósiles.

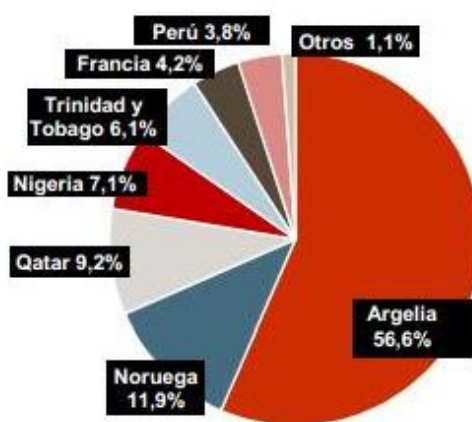
## 7. Estudio medioambiental

Este capítulo estará dedicado al estudio de las emisiones contaminantes producidas por la combustión del gas natural, viendo si la hibridación permite o no, una disminución de estas emisiones. Pese a que en el capítulo anterior se ha obtenido que únicamente es viable la alternativa de instalar un campo solar con una potencia de 60 MW, se analizará la otra alternativa, realizando una comparación de ambas con las que tendría el ciclo original, antes de realizar la hibridación.

### 7.1 Emisiones teóricas

Como se detalló en el Capítulo 2, en la combustión del gas natural el contaminante principal que se emite es el CO<sub>2</sub>, por lo que será la emisión contaminante que se estudie en primer lugar.

Para comenzar este análisis medioambiental, debe tenerse en cuenta la constitución del gas natural, que dependiendo de su lugar de procedencia tendrá una composición u otra. El gas consumido se importa desde diferentes países, siendo la contribución más importante la de Argelia, por lo que se utilizará la composición del gas procedente de dicho país.



**Figura 7.1** – Países de los que España importa gas natural. [8]

La composición del gas natural utilizado para el presente proyecto está resumida en la Tabla 7.1 [30].

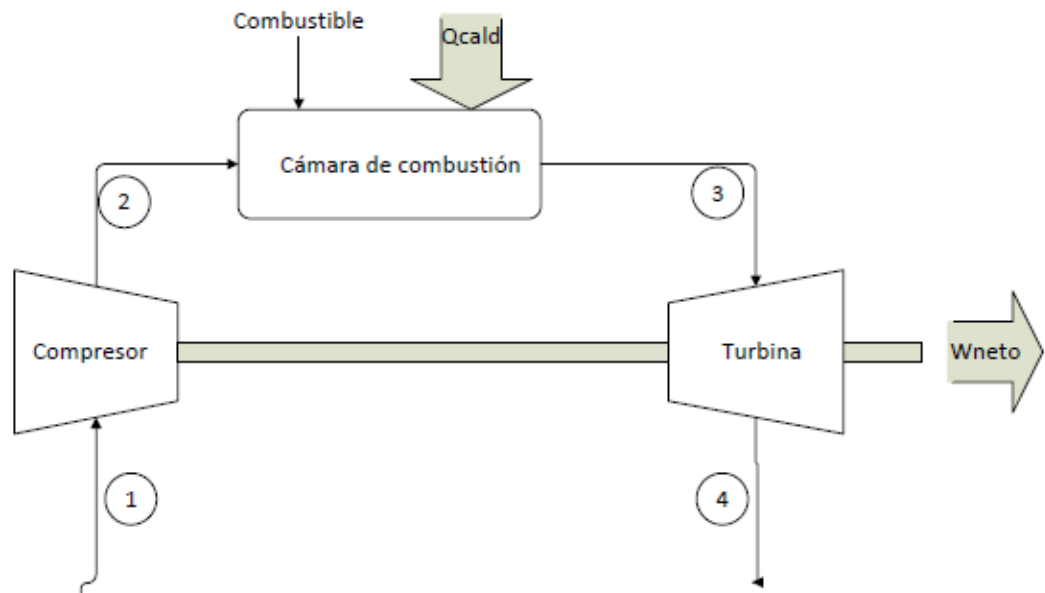
Componente	Fórmula molecular	Porcentaje
Metano	CH <sub>4</sub>	91,2%
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	7,4%
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,8%
Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,1%
Pentano	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,5%

**Tabla 7.1** – Composición del gas natural. [30]

### 7.1.1 Consumo de combustible

Previamente al cálculo de las emisiones contaminantes, debe conocerse el consumo de gas natural en las turbinas, ya que las emisiones dependen directamente de la cantidad de combustible que se queme.

Para calcular el gasto de combustible, se aplicará un balance de energía a la cámara de combustión de la turbina de gas. A partir de dicho balance, y conociendo las temperaturas de entrada y salida del aire, se extraerá la potencia térmica que es necesario suministrar en la cámara de combustión para conseguir el aumento de temperatura deseado en el aire.



**Figura 7.2–** Componentes básicos de la turbina de gas.

Si se aplica el primer principio de la termodinámica a la cámara de combustión se obtiene:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_2 \cdot \left( h_2 + \frac{1}{2} \cdot C_2^2 + g \cdot z_2 \right) - \sum \dot{m}_3 \cdot \left( h_3 + \frac{1}{2} \cdot C_3^2 + g \cdot z_3 \right) \quad (7.1)$$

Se supondrá que el proceso de combustión es estacionario, que la caldera no realiza trabajo, que las diferencias entre la energía potencial y cinética entre la entrada y la salida son despreciables. Además se supondrá que la caldera es un sistema cerrado, ya que la cantidad de combustible suministrada en comparación con el aire que circula, es pequeña, por lo que se puede aproximar que la masa que entra al sistema es la misma que sale del mismo.

Aplicando estas hipótesis, la Ec.7.1 queda:

$$0 = \dot{Q} + \dot{m}_{aire} \cdot (h_2 - h_3) \quad (7.2)$$

Donde  $h_2$  y  $h_3$  son las entalpías del aire a la entrada y a la salida de la caldera, respectivamente, y  $\dot{m}_{aire}$  es el gasto másico de aire que recorre la cámara de combustión.

Si se hace la hipótesis de GICP (Gas Ideal Caloríficamente Perfecto) la Ec.7.2 puede escribirse en función de las temperaturas.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{aire} \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (7.3)$$

Donde  $C_p$  es el poder calorífico del aire, y pese a que varía con la temperatura, se supondrá constante y de valor igual a  $1.001 \frac{J}{kg \cdot K}$ .

Para obtener la potencia térmica será necesario conocer la temperatura de salida del compresor y de la cámara de combustión además del gasto másico de aire.

- **Temperatura de salida de la cámara de combustión ( $T_3$ ):** esta temperatura es conocida de antemano y es la que se ha supuesto inicialmente a la hora de diseñar las alternativas.

Configuración	Temperatura de salida de la caldera [°C]
Ciclo original	1.500
Ciclo hibridado para potencia <b>60 MW</b>	1.450
Ciclo hibridado para potencia <b>150 MW</b> <sup>1</sup>	1.250

**Tabla 7.2** – Temperaturas de salida de la cámara de combustión en función de la configuración.

- **Temperatura de entrada a la cámara de combustión o salida del compresor ( $T_2$ ):** para obtener esta temperatura se analizará el compresor, aplicando un balance de energía sobre él, aplicando las hipótesis de proceso adiabático, estacionario, sistema cerrado y variaciones de la energía potencial y cinética despreciables.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{aire} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (7.4)$$

Donde  $T_1$  es la temperatura de entrada al compresor, siendo dicha temperatura la ambiente (estimada en 16°C) y  $T_2$  la temperatura de salida del compresor.

<sup>1</sup> Debido a que el modo de funcionamiento a alta potencia posee la misma temperatura de salida de la caldera que la del ciclo original, se analizará únicamente el funcionamiento a bajas emisiones para el ciclo hibridado con una potencia de 150 MW.

Para calcular la temperatura de salida, se utilizará la definición del rendimiento isotrópico de un compresor. El valor de dicho rendimiento se ha fijado en 0,75.

$$\eta_{compresor} = \frac{\dot{W}_{c,i}}{\dot{W}_{c,r}} = \frac{\dot{m}_{aire} \cdot C_p \cdot (T_{2,i} - T_1)}{\dot{m}_{aire} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1)} \quad (7.5)$$

Donde  $T_{2,i}$  es la temperatura de salida ideal del compresor. Dicha temperatura puede calcularse aplicando la hipótesis de GICP.

$$\frac{T_{2,i}}{T_1} = \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (7.6)$$

En donde  $\pi$  es la relación de compresión del compresor.

Utilizando la Ec.7.5 y la Ec.7.6, se puede despejar la temperatura de salida del compresor.

$$T_2 = T_1 \cdot \left[ 1 + \frac{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{compresor}} \right] \quad (7.7)$$

Este valor de temperatura a la salida del compresor, será igual para todas las alternativas, debido a que únicamente depende de la temperatura ambiente, la relación de compresión y el rendimiento del compresor, valores que se mantendrán constantes para las diferentes alternativas. Dicha temperatura tendrá un valor de  $517,75^\circ\text{C}$ .

- **Gasto másico de aire ( $\dot{m}_{aire}$ ):** para obtener este valor se utilizará la potencia neta del ciclo original, ya que el gasto másico de aire se mantendrá constante para las diferentes alternativas. La diferencia radica en que se variará la cantidad de combustible suministrado en la cámara de combustión, variando así la temperatura de salida del aire de la cámara de combustión.

$$\dot{W}_{neta} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{compresor} = \dot{m}_{aire} \cdot C_p \cdot [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] \quad (7.8)$$

Donde  $T_4$  es la temperatura de salida de la turbina y se calculará de forma similar a la temperatura de salida del compresor, es decir, aplicando la definición de rendimiento y aplicando la hipótesis de GICP. La expresión que permite calcular dicha temperatura es:



$$T_4 = T_3 \cdot \left[ 1 - \eta_{turbina} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right] \quad (7.9)$$

Donde  $\eta_{turbina}$  es el rendimiento isentrópico de la turbina y tiene un valor de 0,8686.

Como lo que se desea es calcular el gasto másico de aire para el ciclo original, se utilizarán los valores propicios a dicha configuración, obteniendo así una temperatura de salida de la turbina de 629°C.

Conociendo todos estos valores, y haciendo uso de la Ec.7.8 se puede obtener el gasto másico de aire de una de las turbina de gas.

$$270 \cdot 10^6 \text{ W} = \dot{m}_{aire} \cdot 1001 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot [(1773,15 - 902,15) - (790,9 - 289,15)] \text{ K}$$

Despejando se obtiene que el gasto másico de aire que circula por la turbina es de 730,5 kg/s.

Una vez conocidos todos los valores involucrados en la Ec.7.3 puede calcularse la potencia térmica necesaria en cada configuración. Dicha potencia está reflejada en la siguiente tabla:

Configuración	Potencia térmica de la caldera [MW]
Ciclo original	718,25
Ciclo hibridado para potencia <b>60 MW</b>	681,69
Ciclo hibridado para potencia <b>150 MW</b>	535,44

**Tabla 7.3** – Potencia térmica de la cámara de combustión en función de la configuración.

La potencia térmica será aportada por la combustión del gas natural, dicha potencia puede calcularse a través de la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \cdot \eta_{combustión} \quad (7.10)$$

Donde  $\dot{m}_{comb}$  es el gasto másico de combustible,  $PCI$  el poder calorífico inferior del combustible que tiene un valor de 39,9 MJ/kg y  $\eta_{combustión}$  es el rendimiento de la combustión, que generalmente es un valor muy alto, cercano a la unidad.

Despejando de la expresión anterior y conociendo la potencia térmica de la caldera es posible obtener el gasto másico de combustible, reflejado en la Tabla 7.4.

Configuración	Gasto másico de combustible [ $kg/s$ ]
Ciclo original	18
Ciclo hibridado para potencia <b>60 MW</b>	17,08
Ciclo hibridado para potencia <b>150 MW</b>	13.42

**Tabla 7.4** – Gasto másico de combustible de una turbina en función de la configuración para una turbina.

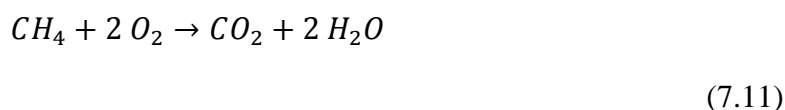
## 7.1.2 Reacciones estequiométricas

La combustión estequiométrica o teórica es la que se lleva a cabo con la cantidad exacta de aire, para que en los gases resultantes no existan sustancias combustibles. En este tipo de reacciones no existe oxígeno en los productos de escape debido a que este ha reaccionado totalmente [17].

Se realizará un ajuste volumétrico de la reacción de combustión. Ajustando en primer lugar las reacciones estequiométricas para cada componente, sumando posteriormente las emisiones de  $CO_2$  de cada uno y multiplicándolas por su peso en la composición del gas natural.

Se ha desarrollado un *script* en *Matlab* a través del cual se puede calcular las emisiones teóricas de  $CO_2$ . Dicho *script* estará incluido en el apartado de Anexos del presente proyecto.

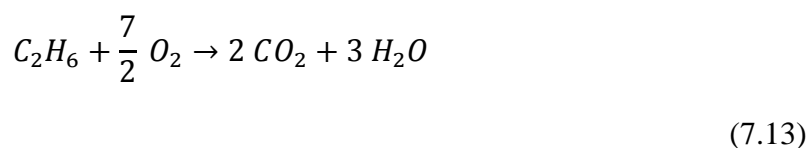
- **Metano ( $CH_4$ ):** la reacción de combustión del metano es:



A través de la expresión anterior se puede obtener la masa de  $CO_2$  obtenida al quemar una determinada cantidad de  $CH_4$ . La cantidad de  $CO_2$  emitida será:

$$m_{CO_2}[g] = m_{CH_4}[g] \cdot \frac{1 \text{ mol } CH_4}{PM_{CH_4}[g]} \cdot \frac{1 \text{ mol } CO_2}{1 \text{ mol } CH_4} \cdot \frac{PM_{CO_2}[g]}{1 \text{ mol } CO_2} = m_{CH_4}[g] \cdot \frac{PM_{CO_2}[g]}{PM_{CH_4}[g]} \quad (7.12)$$

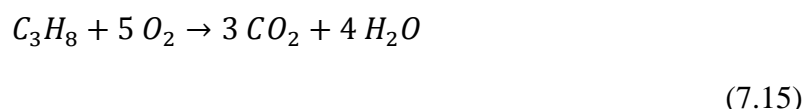
- **Etano ( $C_2H_6$ ):** la expresión estequiométrica de la combustión del etano es:



Basándose en el ajuste estequiométrico anterior, se puede obtener la masa de  $\text{CO}_2$  que se produciría durante la combustión del  $\text{C}_2\text{H}_6$ . La cantidad de  $\text{CO}_2$  producida será:

$$m_{\text{CO}_2}[\text{g}] = m_{\text{C}_2\text{H}_6}[\text{g}] \cdot \frac{1 \text{ mol } \text{C}_2\text{H}_6}{PM_{\text{C}_2\text{H}_6}[\text{g}]} \cdot \frac{2 \text{ mol } \text{CO}_2}{1 \text{ mol } \text{C}_2\text{H}_6} \cdot \frac{PM_{\text{CO}_2}[\text{g}]}{1 \text{ mol } \text{CO}_2} = m_{\text{C}_2\text{H}_6}[\text{g}] \cdot 2 \cdot \frac{PM_{\text{CO}_2}[\text{g}]}{PM_{\text{C}_2\text{H}_6}[\text{g}]} \quad (7.14)$$

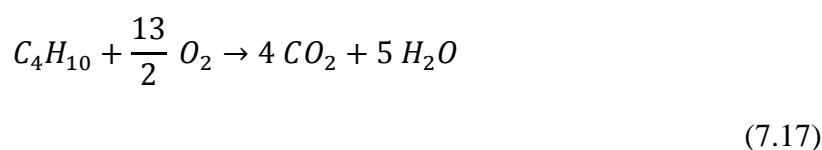
- **Propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ):** la reacción estequiométrica de la combustión del propano es:



Partiendo de la reacción estequiométrica anterior, se puede hallar la cantidad de  $\text{CO}_2$  emitida durante la combustión del  $\text{C}_3\text{H}_8$ . La cantidad de  $\text{CO}_2$  emitida sería:

$$m_{\text{CO}_2}[\text{g}] = m_{\text{C}_3\text{H}_8}[\text{g}] \cdot \frac{1 \text{ mol } \text{C}_3\text{H}_8}{PM_{\text{C}_3\text{H}_8}[\text{g}]} \cdot \frac{3 \text{ mol } \text{CO}_2}{1 \text{ mol } \text{C}_3\text{H}_8} \cdot \frac{PM_{\text{CO}_2}[\text{g}]}{1 \text{ mol } \text{CO}_2} = m_{\text{C}_3\text{H}_8}[\text{g}] \cdot 3 \cdot \frac{PM_{\text{CO}_2}[\text{g}]}{PM_{\text{C}_3\text{H}_8}[\text{g}]} \quad (7.16)$$

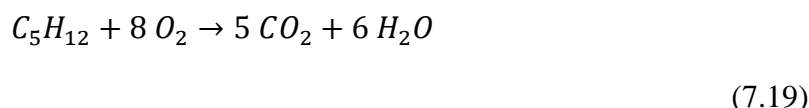
- **Butano ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ):** la reacción estequiométrica de la combustión del butano es:



Utilizando la expresión anterior, se puede calcular la masa de  $\text{CO}_2$  obtenida al quemar una determinada cantidad de  $\text{C}_4\text{H}_{10}$ . La masa de  $\text{CO}_2$  producida será:

$$m_{\text{CO}_2}[\text{g}] = m_{\text{C}_4\text{H}_{10}}[\text{g}] \cdot \frac{1 \text{ mol } \text{C}_4\text{H}_{10}}{PM_{\text{C}_4\text{H}_{10}}[\text{g}]} \cdot \frac{4 \text{ mol } \text{CO}_2}{1 \text{ mol } \text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot \frac{PM_{\text{CO}_2}[\text{g}]}{1 \text{ mol } \text{CO}_2} = m_{\text{C}_4\text{H}_{10}}[\text{g}] \cdot 4 \cdot \frac{PM_{\text{CO}_2}[\text{g}]}{PM_{\text{C}_4\text{H}_{10}}[\text{g}]} \quad (7.18)$$

- **Pentano ( $\text{C}_5\text{H}_{12}$ ):** El ajuste estequiométrico de la reacción de combustión del pentano es:



Utilizando la expresión anterior, se puede calcular la masa de  $\text{CO}_2$  obtenida al quemar una determinada cantidad de  $\text{C}_5\text{H}_{12}$ . La masa de  $\text{CO}_2$  producida será:

$$m_{CO_2}[g] = m_{C_5H_{12}}[g] \cdot \frac{1 \text{ mol } C_5H_{12}}{PM_{C_5H_{12}}[g]} \cdot \frac{5 \text{ mol } CO_2}{1 \text{ mol } C_5H_{12}} \cdot \frac{PM_{CO_2}[g]}{1 \text{ mol } CO_2} = m_{C_5H_{12}}[g] \cdot 5 \cdot \frac{PM_{CO_2}[g]}{PM_{C_5H_{12}}[g]} \quad (7.20)$$

Una vez calculadas la cantidad de CO<sub>2</sub> emitida durante la combustión de cada componente, las emisiones totales serán la suma de todas las individuales.

$$m_{total_{CO_2}} = m_{CH_4}[g] \cdot \frac{PM_{CO_2}[g]}{PM_{CH_4}[g]} + m_{C_2H_6}[g] \cdot 2 \cdot \frac{PM_{CO_2}[g]}{PM_{C_2H_6}[g]} + m_{C_3H_8}[g] \cdot 3 \cdot \frac{PM_{CO_2}[g]}{PM_{C_3H_8}[g]} + m_{C_4H_{10}}[g] \cdot 4 \cdot \frac{PM_{CO_2}[g]}{PM_{C_4H_{10}}[g]} + m_{C_5H_{12}}[g] \cdot 5 \cdot \frac{PM_{CO_2}[g]}{PM_{C_5H_{12}}[g]} \quad (7.21)$$

Donde las masas de los diferentes componentes, se pueden expresar en función de la masa total de combustible, multiplicada por el peso del componente dentro de la composición:

$$\begin{aligned} m_{CH_4} &= m_{combustible} \cdot \%CH_4 \\ m_{C_2H_6} &= m_{combustible} \cdot \%C_2H_6 \\ m_{C_3H_8} &= m_{combustible} \cdot \%C_3H_8 \\ m_{C_4H_{10}} &= m_{combustible} \cdot \%C_4H_{10} \\ m_{C_5H_{12}} &= m_{combustible} \cdot \%C_5H_{12} \end{aligned} \quad (7.22)$$

Para obtener las emisiones totales de CO<sub>2</sub> a lo largo del año, se tiene que multiplicar la  $m_{total_{CO_2}}$  por el número de horas de funcionamiento de las turbinas.

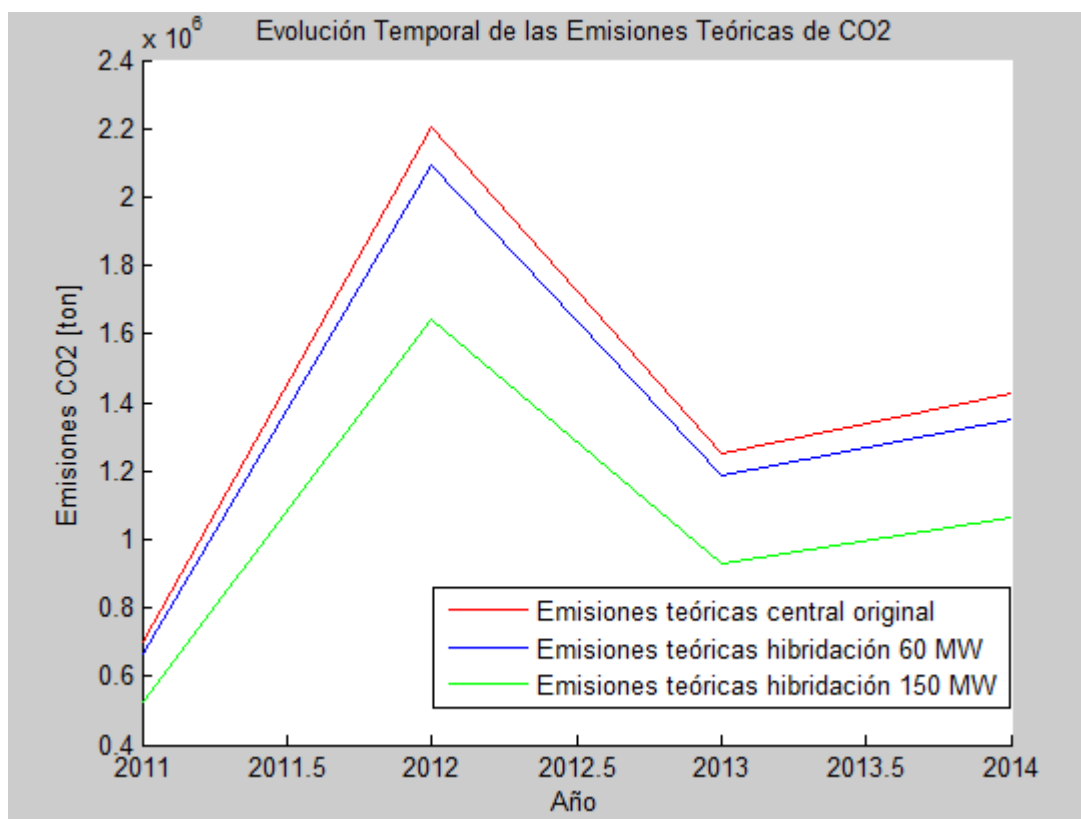
$$Emisiones \text{ anuales} = m_{total_{CO_2}} \cdot \text{horas de funcionamiento} \quad (7.23)$$

En la siguiente tabla se pueden ver las emisiones de CO<sub>2</sub> para las diferentes alternativas de hibridación.

			2011	2012	2013	2014
Horas de funcionamiento			1.940	6.083	3.446	3.928
Emisiones CO <sub>2</sub> [ton/año]	Original		703.410,35	2.205.590,3	1.249.459,84	1.424.224,68
	Hibridación	Potencia 60 MW	667.600,65	2.093.306,59	1.185.851,47	1.351.719,26
		Potencia 150 MW	524.361,85	1.644.171,71	931.418	1.061.697,6

**Tabla 7.5** – Emisiones teóricas de CO<sub>2</sub> en función de la configuración.

Si se grafican estos valores en función del año, se obtiene la Figura 7.3, en la cual se puede observar la reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> en las diferentes alternativas.



**Figura 7.3**– Emisiones teóricas de CO<sub>2</sub> en función de la configuración.

## 7.2 Emisiones reales

En la combustión estequiométrica analizada anteriormente se lleva al combustible hasta el máximo grado posible de oxidación, en este tipo de reacciones no se encuentran sustancias combustibles en los humos o gases de combustión.

Sin embargo en la realidad esto puede no producirse, es decir, pueden obtenerse restos de las sustancias combustibles en los productos de la reacción. Estas sustancias generalmente son carbono, CO, H<sub>2</sub> y pequeñas cantidades de los hidrocarburos utilizados como combustibles [17].

La expresión que permite relacionar de forma real la combustión del hidrocarburo, es la siguiente:

$$\begin{aligned}
 &a [C_u H_v O_w N_x S_y] + b [O_2] + 3,76 b [N_2] + c [\text{humedad}] + d [\text{impurezas}] \rightarrow \\
 &\rightarrow e [CO_2] + f [H_2O] + g [O_2] + h [H_2] + i [CO] + j [SO_2] + k [NO] + l [NO_2] + m [\text{cenizas}] + aPCI
 \end{aligned}
 \tag{7.24}$$

Como para obtener las emisiones reales se requiere conocer de forma detallada ciertos parámetros, que a priori son difíciles de obtener.

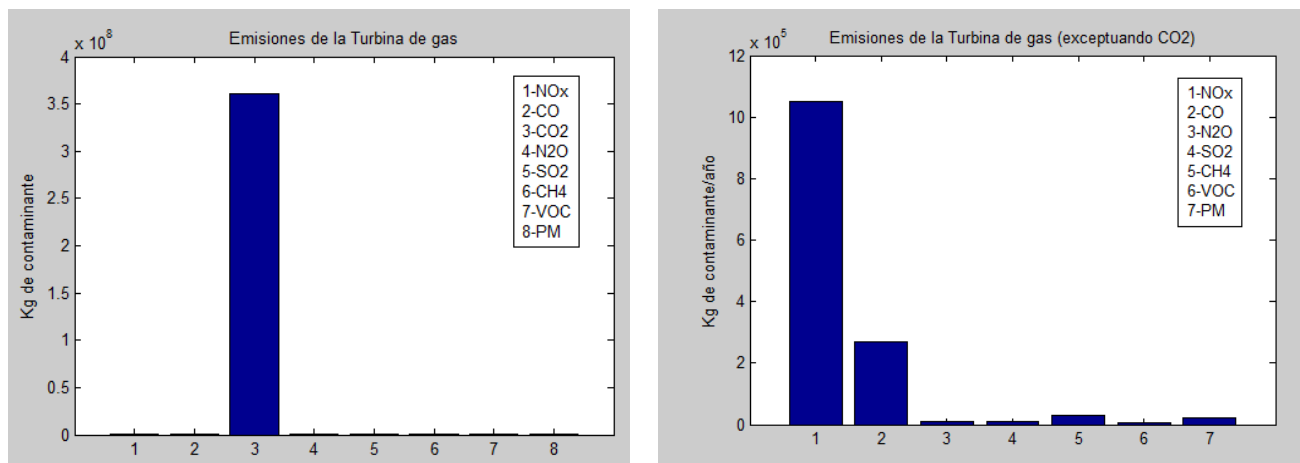
Por lo que para obtener las emisiones reales obtenidas durante la combustión del gas natural se utilizarán una serie de coeficientes proporcionados por la Agencia de Protección Medioambiental de Estados Unidos (*United States Environmental Protection Agency*). Dichos coeficientes permiten obtener multitud de elementos contaminantes en función de la potencia de la turbina de gas [2].

Las emisiones que se estudiarán serán la de los contaminantes principales. Los coeficientes de dichos contaminantes están reflejados en la siguiente tabla:

Contaminante	Factor de emisión [lb/MMBTU <sup>2</sup> ]
$NO_x$	$3,2 \cdot 10^{-1}$
$CO$	$8,2 \cdot 10^{-2}$
$CO_2$	110
$N_2O$	$3 \cdot 10^{-3}$
$SO_2$	$3,4 \cdot 10^{-3}$
$CH_4$	$8,6 \cdot 10^{-3}$
Compuestos orgánicos volátiles ( <i>VOC</i> )	$2,1 \cdot 10^{-3}$
Partículas materiales ( <i>PM</i> )	$6,6 \cdot 10^{-3}$

**Tabla 7.6** – Factores de emisión para los diferentes contaminantes. [2]

Se ha desarrollado un *script* en *Matlab* que permita obtener de forma fácil y sencilla las emisiones para las diferentes configuraciones de la central. Dicho *script* está incluido en los Anexos del presente proyecto.



**Figura 7.4**– Comparación entre los diferentes factores de emisión.

<sup>2</sup> Para transformar estas unidades a sistema internacional se utilizarían los siguientes valores:

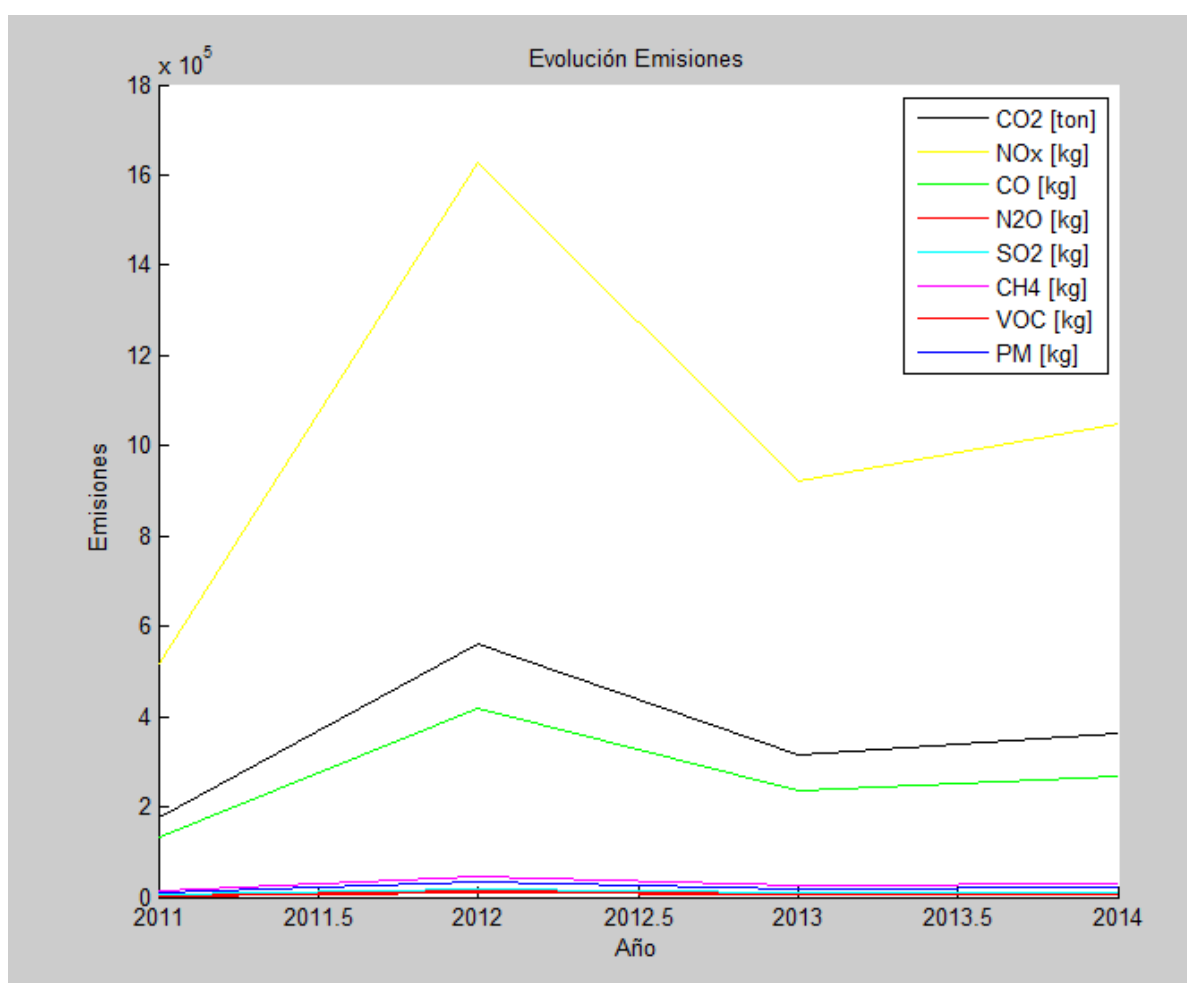
$$MBTU = 0.2930710702 \text{ MWh}$$

$$lb = 0.4535923 \text{ kg}$$

En la siguiente tabla se expondrán los resultados obtenidos para cada año y para el ciclo original. Además de las representaciones gráficas de dichas emisiones.

Contaminante	Ciclo original			
	2011	2012	2013	2014
$NO_x$ [kg]	518.845,7	1.626.875,3	921.619,6	1.050.528,7
CO [kg]	132.954,2	416.886,8	236.165	269.198
CO <sub>2</sub> [ton]	178.353,2	559.238,4	316.806,8	361.192,6
N <sub>2</sub> O [kg]	4.864,17	15.251,9	8.640,2	9.848,7
SO <sub>2</sub> [kg]	5.512,7	17.285,5	9.792,2	11.161,9
CH <sub>4</sub> [kg]	13.943,9	43.722,3	24.768,5	28.232,3
VOC [kg]	3.404,92	10.676,4	6.048,1	6.894,1
PM [kg]	10.701,2	33.554,3	19.008,4	21.667,2

**Tabla 7.7** – Emisiones contaminantes del ciclo original durante su operación.



**Figura 7.5**– Representación de emisiones contaminantes para el ciclo original.



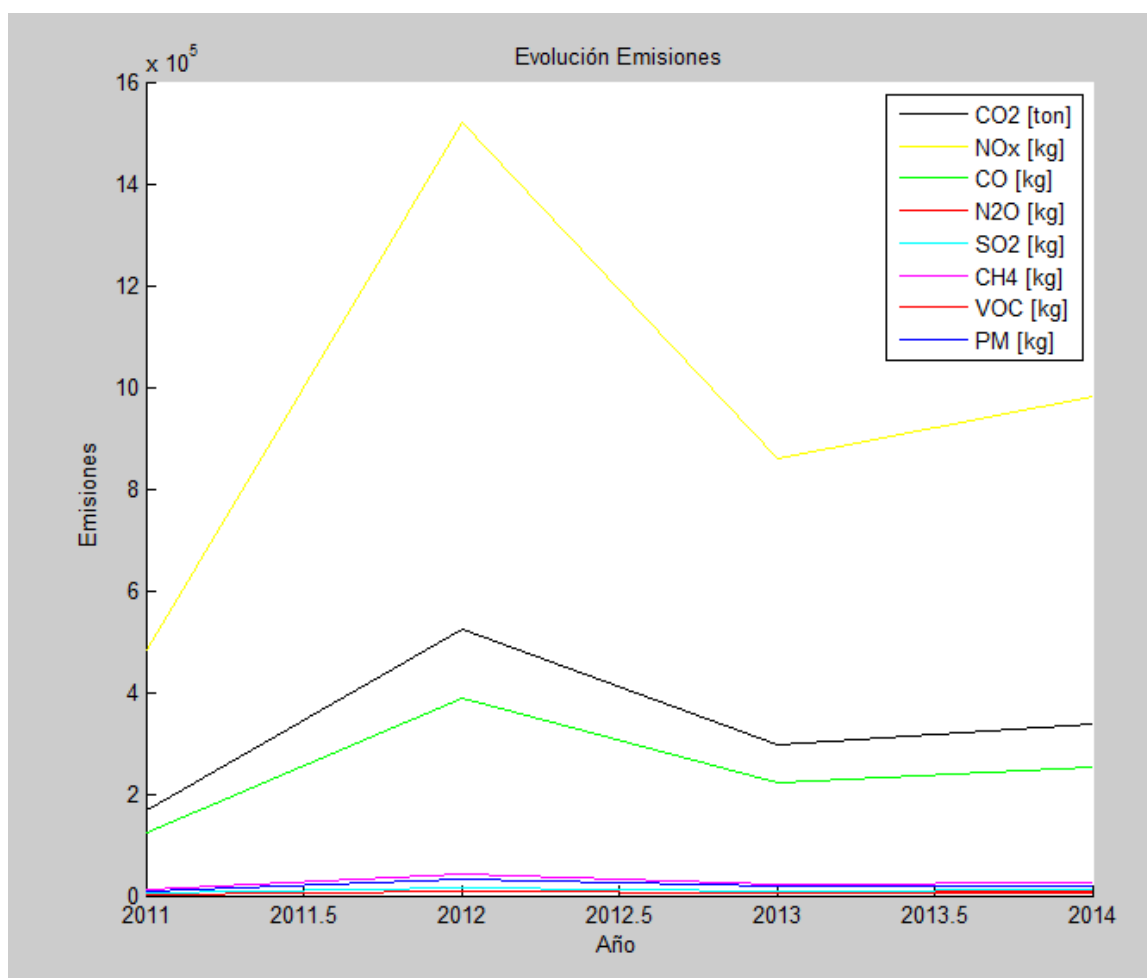
Al igual que se ha desarrollado para el original, se hace lo mismo para el ciclo hibridado exponiendo las emisiones de contaminantes que se obtendría en este caso.

**Contaminante**

**Ciclo hibridado para una potencia de 60 MW**

	2011	2012	2013	2014
<b><i>NO<sub>x</sub> [kg]</i></b>	484.403,9	1.518.809,5	860.441,2	980.793,1
<b><i>CO [kg]</i></b>	124.128,5	389.213,2	220.488,1	251.328,2
<b><i>CO<sub>2</sub> [ton]</i></b>	166.513,8	522.115,3	295.776,7	337.147,6
<b><i>N<sub>2</sub>O [kg]</i></b>	4.541,3	14.239,5	8.066,6	9.194,9
<b><i>SO<sub>2</sub> [kg]</i></b>	5.1468	16.138,1	9.142,1	10.420,9
<b><i>CH<sub>4</sub> [kg]</i></b>	13.018,3	40.819,9	23.124,3	26.358,8
<b><i>VOC [kg]</i></b>	3.178,9	9.967,6	5.646,6	6.436,5
<b><i>PM [kg]</i></b>	9.990,8	31.326,9	17.746,6	20.228,9

**Tabla 7.8** – Emisiones contaminantes del ciclo hibridado con una potencia de 60 MW.

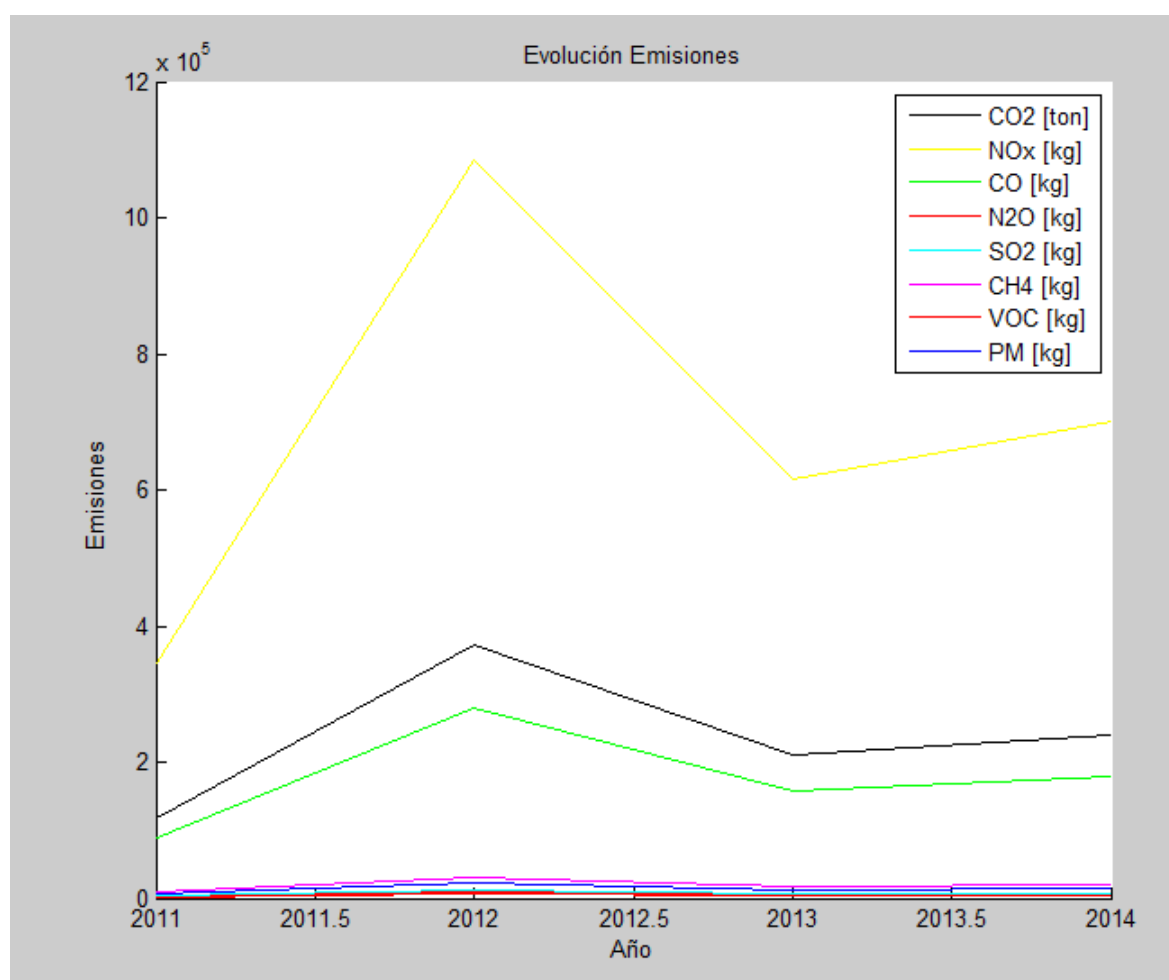


**Figura 7.6**– Representación de emisiones contaminantes para el ciclo hibridado con una potencia de 60 MW.

En la siguiente tabla se expondrán los resultados obtenidos para cada año y para el ciclo original. Además de las representaciones gráficas de dichas emisiones.

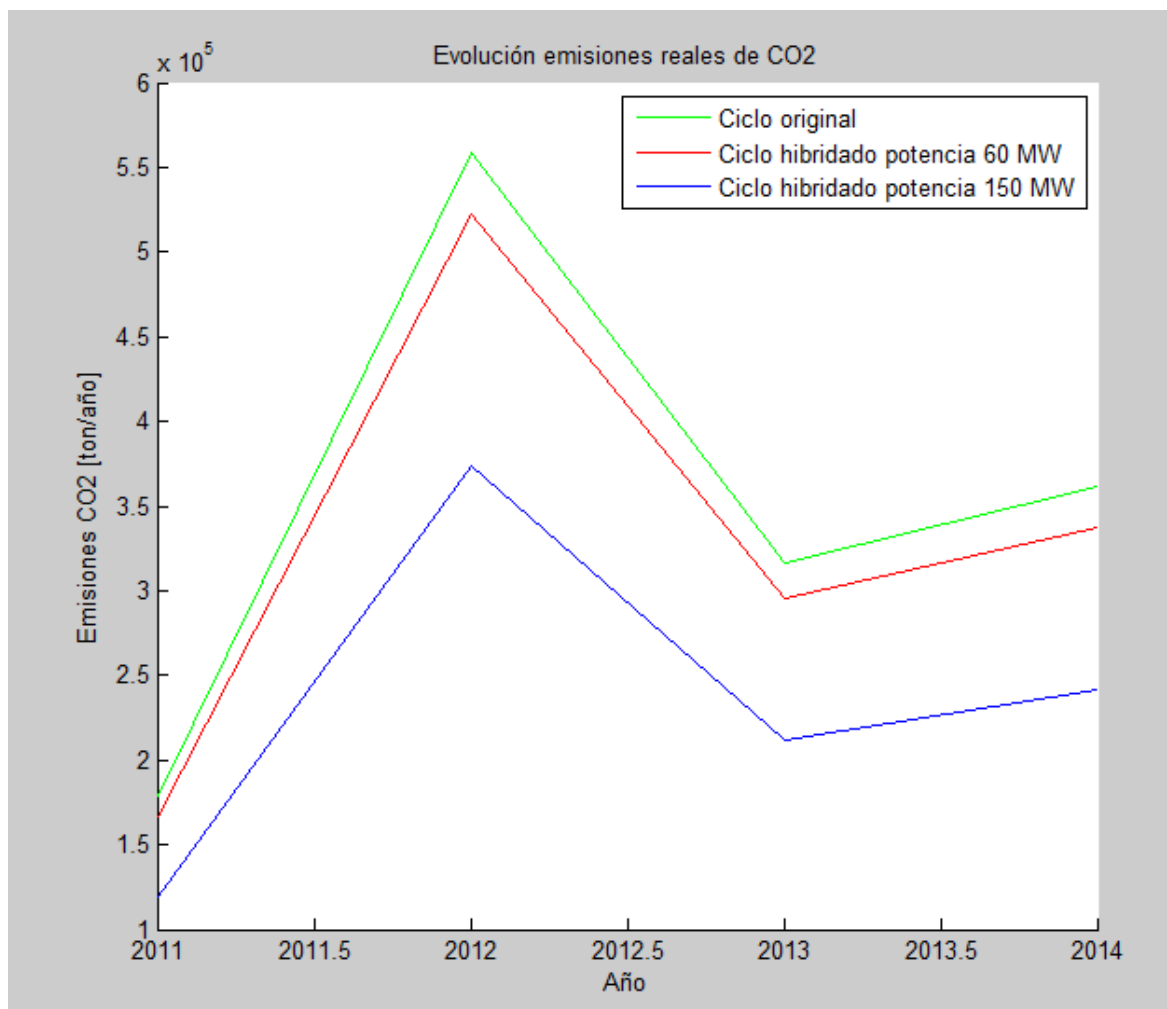
Contaminante	Ciclo original			
	2011	2012	2013	2014
$NO_x$ [kg]	346.304,5	1.085.860,9	615.136,7	701.177,4
$CO$ [kg]	88.740,5	278.251,9	157.628,8	179.676,7
$CO_2$ [ton]	119.042,2	373.264,7	211.453,2	241.029,7
$N_2O$ [kg]	3.246,6	10.179,9	5.766,9	6.573,5
$SO_2$ [kg]	3.679,5	11.537,2	6.535,8	7.450
$CH_4$ [kg]	9.306,9	29.182,5	16.531,8	18.844,1
$VOC$ [kg]	2.272,6	7.125,6	4.036,8	4.601,5
$PM$ [kg]	7.142,5	22.395,9	12.687,2	14.461,8

**Tabla 7.9** – Emisiones contaminantes del ciclo hibridado con una potencia de 150 MW.



**Figura 7.7**– Representación de emisiones contaminantes para el ciclo hibridado con una potencia de 150 MW.

Se puede apreciar una clara reducción de las emisiones, más reseñable en el ciclo hibridado con un campo solar con una potencia de 150 MW. Como el contaminante principal es el CO<sub>2</sub>, se comparará en la Figura 7.8 las emisiones de dicho contaminante para las diferentes alternativas.



**Figura 7.8**– Evolución de las emisiones de CO<sub>2</sub> para las diferentes configuraciones de hibridación.

A modo de conclusión destacar la reducción de las emisiones atmosféricas, lo que favorece la sostenibilidad medioambiental, reduciendo el efecto invernadero, provocado por las emisiones atmosféricas, por lo que desde un punto de vista medioambiental sí sería interesante realizar la hibridación.

## 8. Conclusiones

Una vez finalizado todos los cálculos pertinentes, llega el momento de valorar si la hibridación de las centrales de ciclo combinado es una alternativa viable en España.

Lo primero que se debe reseñar es que para realizar la integración solar, se necesita una gran área en la cual se pueda instalar el campo solar. Para una potencia procedente del campo solar de 60 MW se necesitaría un área disponible de 349.312,5 m<sup>2</sup>, mientras que para la de 150 MW el área aumentaría considerablemente hasta los 875.437,5 m<sup>2</sup>. Ambas áreas permitirían albergar un campo solar sobredimensionado con un múltiplo solar de 1,54.

Al realizar las simulaciones con el software *Cyclepad* se observa que para ambas potencias, las mejores prestaciones se obtienen cuando la conexión del campo solar es a la salida de la turbina de recalentamiento. Dicho punto coincide con el que se utiliza en la realidad en las centrales ISCC.

Al someter a las diferentes alternativas del campo solar a una serie de indicadores de viabilidad, se obtiene que el único proyecto viable es el del campo solar de 60 MW, pese a que las propiedades termodinámicas que ofrece no sean tan buenas como las de la otra alternativa.

Medioambientalmente se puede observar una reducción de las emisiones, lo que favorece la reducción del efecto invernadero, causado principalmente por la emisión de CO<sub>2</sub>. Además de contribuir a la lucha contra el cambio climático y el la disminución del consumo de combustibles fósiles.

A modo de conclusión reseñar la viabilidad de este tipo de hibridaciones, ya que permitiría obtener mejores prestaciones en el ciclo de potencia y reducir el consumo de gas natural para producirla.

Para trabajos futuros se podrá realizar un cálculo más detallado de la hibridación y de la instalación, con el fin de que se pueda implantar esta nueva alternativa en el modo de producción de energía en España.

## 9. Bibliografía

- [1] Agencia EFE (30 de marzo de 2011). Endesa destina 436 millones a una nueva central térmica de ciclo combinado en Besòs. ABC. Disponible en: <http://agencias.abc.es/agencias/noticia.asp?noticia=755032> [Última visita: abril, 2015]
- [2] Alpha-Gamma Technologies, Inc. *Emission Factor documentation for AP-42 section 3.1 Stationary gas turbines*. United States Environmental Protection Agency, Office of Air Quality Planning and Standards, 2009. Disponible en: <http://www.epa.gov/ttn/chief/ap42/ch03/final/c03s01.pdf> [Última visita: mayo, 2015]
- [3] Apuntes “*Instalación de Energías Renovables*”, 2014, Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales, Universidad Carlos III de Madrid, España.
- [4] Apuntes “*Instalación de Energías Renovables*”, 2015, Grado en Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, España.
- [5] Apuntes “*Máquinas y Centrales Térmicas*”, 2014, Grado en Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, España.
- [6] Apuntes “*Transferencia de Calor*”, 2013, Grado en Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, España.
- [7] Asociación Española de la Industria Eléctrica. <http://www.unesa.es> [Última visita: mayo, 2015]
- [8] Barrero, A. (2014). La montaña rusa del gas natural. En: Energías Renovables [en línea]. Disponible en: <http://www.energias-renovables.com/articulo/la-montana-rusa-del-gas-natural-20141015> [Última visita: mayo, 2015]
- [9] Barrero, A. (2014). Una tendencia potencialmente catastrófica. En: Energías Renovables [en línea]. Disponible en: <http://www.energias-renovables.com/articulo/a-una-tendencia-potencialmente-catastrofica-20140612> [Última visita: abril, 2015]
- [10] Bernstein, L.; Bosch, P.; Canziani, O.; et al. *Cambio climático 2007. Informe de síntesis*. Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático, 2009. 114 p. ISBN: 92-9169-322-7. Disponible en: [https://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/syr/ar4\\_syr\\_sp.pdf](https://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/syr/ar4_syr_sp.pdf) [Última visita: abril, 2015]

- [11] Campos Avellana, J.C. et al. *Ahorro de Energía en la Industria del Refino y Petroquímica*. Unidad de Planeación Minero Energética de Colombia. 26 p. Disponible en: <http://www.si3ea.gov.co/Portals/0/Gie/Procesos/petroleo.pdf> [Última visita: mayo, 2015]
- [12] Cañada Ribera, J. *Manual de energía solar térmica. Diseño y cálculo de instalaciones*. 1ª Edición. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2008.
- [13] Cepsa. [www.cepsa.com](http://www.cepsa.com) > [Última visita: abril, 2015]
- [14] Comisión Nacional de la Energía. *Ley del sector eléctrico*. 5ª Edición. 2008. 151 p.
- [15] Cortés Galeano, V. et al. *Carbon Capture and Storage in Europe*. European Academies Science Advisory Council, EASAC, 2012.
- [16] CO2Now. < <http://co2now.org> > [Última visita: mayo, 2015]
- [17] Danilin, O.L. *Combustión*. Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional la Plata, Departamento de Ingeniería Química, Cátedra Integración II. Argentina, 1999. Disponible en: <http://www.frlp.utn.edu.ar/materias/integ2/combustion.pdf> [Última visita: abril, 2015]
- [18] Ecología verde. [www.ecologiaverde.com](http://www.ecologiaverde.com) > [Última visita: mayo, 2015]
- [19] El Banco Mundial. <http://datos.bancomundial.org> > [Última visita: mayo, 2015]
- [20] Endesa. [www.endesa.com](http://www.endesa.com) > [Última visita: abril, 2015]
- [21] Energía doble cero. <http://energiadoblezero.com> > [Última visita: mayo, 2015]
- [22] Energía Nuclear. [www.energia-nuclear.net](http://www.energia-nuclear.net) > [Última visita: abril, 2015]
- [23] eNGineering. <http://renewableengineering.blogspot.com.es> > [Última visita: mayo, 2015]
- [24] Equipo de redacción de Energías renovables. (2015). Sí a la eólica. En: Energías Renovables [en línea]. Disponible en: <http://www.energias-renovables.com/articulo/si-a-la-eolica-20150525> > [Última visita: abril, 2015]

[25] ERenovable. <<http://erenovable.com>> [Última visita: junio, 2015]

[26] España. Real Decreto Legislativo 1/2007, de 16 de noviembre, por el que se aprueba el texto refundido de la Ley General para la Defensa de los consumidores y Usuarios y otras leyes complementarias. [Internet] Boletín Oficial del Estado, 30 de noviembre de 2007, núm. 287, pp. 49181 [consultado: mayo, 2015]. Disponible en: <<http://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2007-20554>>

[27] Folch, R.; Capdevila, I. *La energía en el horizonte del 2030*. ERF-Gestió i Comunicació Ambiental S.L, Generalitat de Catalunya, Departament de Treball i Indústria, 2005. Disponible en: <[http://www.erf.cat/php/arxius/lilibre\\_energia\\_cast.pdf](http://www.erf.cat/php/arxius/lilibre_energia_cast.pdf)> [Última visita: junio, 2015]

[28] Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. *Guía técnica de la energía Solar Termoeléctrica*. Consejería de Economía y Hacienda de la Comunidad de Madrid, 2012. 320 p. Disponible en: <<http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-tecnica-de-la-energia-solar-termoelectrica-fenercom-2012.pdf>> [Última visita: mayo, 2015]

[29] García Alonso, J.M., Iranzo Martín, J.E. *La energía en la economía mundial y en España*. Editorial AC. 2ª Edición. 1989. 439 p.

[30] García Garrido, S. et al. *Operación y mantenimiento de centrales de ciclo combinado*, Ediciones Díaz de Santos, 1ª Edición. 2008.

[31] Generalitat de Catalunya (2009) *La política energética en el nuevo escenario mundial: reflexiones y propuestas desde Cataluña*. Informe del grupo de expertos en energía. Disponible en: <[http://www.erf.cat/php/arxius/informe\\_grup\\_experts\\_energia\\_CAST.pdf](http://www.erf.cat/php/arxius/informe_grup_experts_energia_CAST.pdf)> [Última visita: abril, 2015]

[32] González Navarro, J. (2013). España tiene 107.615 MW de potencia y sólo necesita la mitad. En ABC [en línea]. Disponible en: <<http://www.abc.es/economia/20131021/abci-espana-tiene-potencia-electrica-201310211202.html>> [Última visita: abril, 2015]

[33] Guven, H.M.; and Bannerot, R.B. *Determination of error tolerances for the optical design of parabolic troughs for developing countries*. Solar Energy 36, 1986. pp. 535-550.

[34] Incropera F. P.; De Witt D. P. *Fundamentos de transferencia de calor*, Prentice Hall, 4ª Edición. 1999.

- [35] Kalogirou, S. *Solar energy engineering, processes and systems*. Elsevier Inc. 2009. 760 p. ISBN: 978-0-12-374501-9
- [36] La energía eléctrica. <[www.laenergiaelectrica-offtopic.blogspot.com.es](http://www.laenergiaelectrica-offtopic.blogspot.com.es)> [Última visita: abril, 2015]
- [37] Lecuona, A. *La energía eólica: principios básicos y tecnología*. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería, 2002. Disponible en: <[http://www.agenergia.org/files/resourcesmodule/@random49917eec3c3bd/1234272455\\_eolica\\_ALecuona.pdf](http://www.agenergia.org/files/resourcesmodule/@random49917eec3c3bd/1234272455_eolica_ALecuona.pdf)> [Última visita: mayo, 2015]
- [38] López Jimeno, C. et al. *El Gas Natural, el recorrido de la Energía*. Consejería de Economía e Innovación Tecnológica de la Comunidad de Madrid, 2002. 19 p. Disponible en: <<http://www.fenercom.com/pdf/aula/recorrido-de-la-energia-gas-natural.pdf>> [Última visita: abril, 2015]
- [39] Meteonorm. <<http://meteonorm.com>> [Última visita: mayo, 2015]
- [40] Ministerio de Industria, energía y turismo. <[www.minetur.gob.es](http://www.minetur.gob.es)> [Última visita: mayo, 2015]
- [41] Montes, M.J. “Análisis y propuesta de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero”. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, España, 2008.
- [42] Naciones Unidas (1998). *Protocolo de Kioto de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático*. Disponible en: <<http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpspan.pdf>> [Última visita: mayo, 2015]
- [43] National Renewable Energy Laboratory. <<https://sam.nrel.gov>> [Última visita: abril, 2015]
- [44] Navarro, C. *Presente y futuro de las centrales eléctricas de ciclo combinado*. Fundación Ciudadanía y Valores, 2011.
- [45] Operador del Mercado Ibérico de Energía <<http://www.omie.es>> [Última visita: abril, 2015]



- [46] Piedad, M. *La hibridación de la energía solar termoeléctrica de alta temperatura con gas natural*. Fundación Gas Natural Fenosa. 19 diapositivas.
- [47] Poullikkas, A. et al. *Optimum sizing of steam turbines for concentrated solar power plants*. International Journal of Energy and Environment. 2012, vol. 3, Issue 1, pp. 9-18.
- [48] Radiación Solaren Europa. <<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php?lang=es&map=europe>> [Última visita: abril, 2015]
- [49] Red Eléctrica de España. <[www.ree.es](http://www.ree.es)> [Última visita: mayo, 2015]
- [50] Red Eléctrica de España. *El Sistema eléctrico español. Avance del informe 2014*. Mayo, 2015. 28 p
- [50.a] Romero Alonso, J., 2012, “Análisis de prestaciones de las sales fundidas como fluido de la transferencia de calor en una central termosolar de colectores cilindro parabólicos”, Proyecto Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, España.
- [51] Sabugal García, S.; Gómez Monux, F.; *Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto*, Ediciones Díaz de Santos, 1ª Edición. 2006.
- [52] Sánchez, M. *Consideraciones sobre el diseño de plantas termoeléctricas*. Centro Nacional de Energías Renovables. 80 diapositivas.
- [53] Sedigas. <<http://www.sedigas.es/informeannual/2007/GasoductosGasEspana.htm>> [Última visita: mayo, 2015]
- [53.a] Serrano García, D., 2012, “Cálculo, diseño y análisis de una central termosolar de colectores cilíndrico-parabólicos operando con sales fundidas”, Proyecto Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, España.
- [54] Servei Meteorològic de Catalunya. < [www.meteo.cat](http://www.meteo.cat) > [Última visita: abril, 2015]
- [55] Servicio de noticias de la ONU. “*ONU exhorta a crear alianzas para llevar energía limpia a los pobres*” [en línea]. Actualización: mayo, 2015. Disponible en: <<http://www.un.org/spanish/News/fullstorynews.asp?newsID=21083&criteria1=energia>> [Última visita: mayo, 2015]

- [56] Sitio Andino. <<http://www.sitioandino.com>> [Última visita: mayo, 2015]
- [57] Solar Millennium. <<http://www.solarmillennium.de>> [Última visita: junio, 2015]
- [58] Solarweb.net <<http://www.solarweb.net>> [Última visita: abril, 2015]
- [59] Sostenibilidad y Energía. <<http://sostenibilidadyenergia.com>> [Última visita: abril, 2015]
- [60] Therminol. < [www.therminol.com](http://www.therminol.com) >
- [61] Valan Arasu, A.; Sornakumar, T. *Performance Characteristics of Parabolic Trough Solar Collector System for Hot Water Generation*. International Energy Journal, 2006, Vol. 7, No 2. pp. 137-145.
- [62] Zandvliet, H. *El Pico de Petróleo y el Destino de la Humanidad: no existen soluciones técnicas rápidas y las consecuencias pueden ser graves*. New York, 2011. 26 p. Disponible en: <<https://opsur.files.wordpress.com/2011/01/el-pico-de-petrc3b3leo-y-el-destino-de-la-humanidad.pdf>> [Última visita: mayo, 2015]

## 10. Anexos

### 10.1 Cálculos ópticos

En este apartado se detallarán los cálculos realizados para obtener el rendimiento óptico del colector, tal y como se comentó en el Capítulo 4. Dicho rendimiento se define como la relación entre la energía absorbida por el receptor y la energía que incide sobre la apertura del colector.

El rendimiento óptico depende de las propiedades ópticas de los materiales involucrados, además de la geometría del colector y de las posibles imperfecciones derivadas de la construcción del colector.

$$\eta_o = \rho_{espejo} \cdot \tau_{cristal} \cdot \alpha_{absorbedor} \cdot \vartheta \cdot [(1 - A_f \cdot \tan(\theta)) \cdot \cos(\theta)] \quad (10.1)$$

Donde

- Propiedades de los materiales involucrados son:  $\rho_{espejo}$  es la reflectividad del espejo,  $\tau_{cristal}$  la transmitancia de la cubierta de cristal,  $\alpha_{absorbedor}$  es la absorptancia del absorbedor
- Parámetros de geometría y defectos del colector son:  $\vartheta$  que es el factor de interceptación y  $A_f$  representa el factor geométrico.
- Parámetro correspondiente a la dirección de la radiación incidente, este término es  $\theta$  y representa el ángulo de incidencia.

En los siguientes apartados se procederá al cálculo de los parámetros solares, geométricos e imperfecciones, relacionados con el rendimiento óptico [35].

#### 10.1.1 Geometría solar

El ángulo de incidencia se define como el ángulo existente entre la dirección de los rayos solares y la perpendicular a la superficie terrestre. La expresión general para calcular este ángulo de incidencia sobre una inclinación cualquiera del captador, es la siguiente [12]:

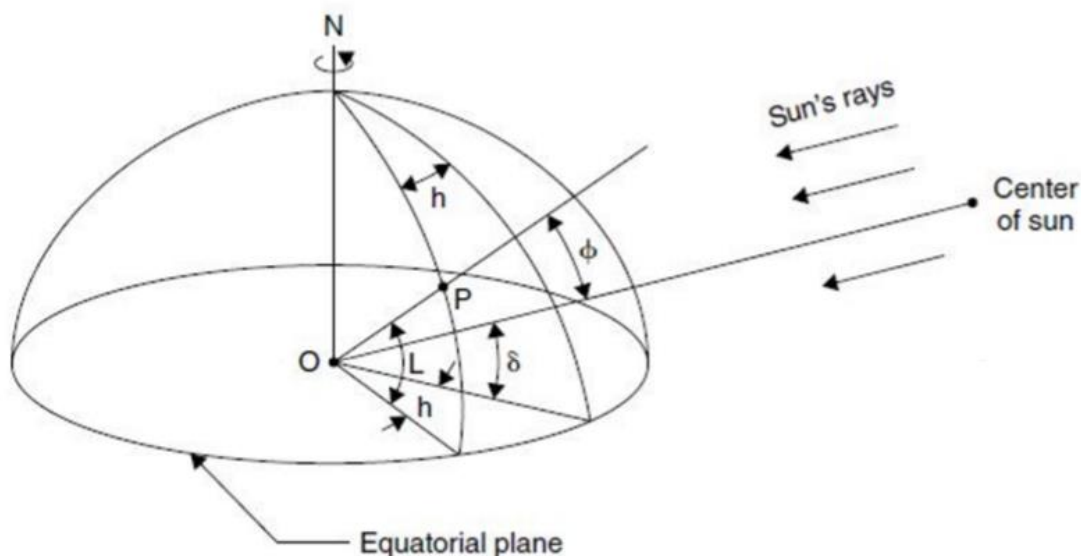
$$\cos(\theta) = \sin(\phi) \cdot \sin(\delta) \cdot \cos(\beta) - \cos(\phi) \cdot \sin(\delta) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\beta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma) + \cos(\delta) \cdot \sin(\omega) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma) \quad (10.2)$$

Donde,  $\delta$  es la declinación,  $\gamma$  es el ángulo azimutal,  $\omega$  es el ángulo horario y  $\beta$  es la inclinación del captador.

La Ec.10.2 puede simplificarse debido a que la inclinación del captador cilíndrico-parabólico es nula. La expresión resultante permitiría calcular el ángulo de incidencia en función de la declinación, los ángulos azimutal y horario.

$$\cos(\theta) = \sin(\phi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \quad (10.3)$$

Todos los términos involucrados en la obtención del ángulo de incidencia pueden observarse en la Figura 10.1 [35].



**Figura 10.1** – Definición de los ángulos solares. [35]

#### 10.1.1.1 Declinación anual

Es el ángulo que forman, la dirección de los rayos del sol y el ecuador terrestre. Tiene una variación sinusoidal, comprendida entre  $23,45^\circ$  y  $-23,45^\circ$  y depende del día del año (N). La declinación toma valores positivos en el hemisferio norte y negativa en el hemisferio sur [4]. Se calcula a través de la expresión:

$$\delta = 23,45^\circ \cdot \sin \left[ \frac{(284 + N) \cdot 360}{365} \right] \quad (10.4)$$

Por lo tanto, haciendo uso de la expresión anterior, se puede obtener la declinación para el día de diseño ( $N = 194$ ).

$$\delta = 23,45^\circ \cdot \sin \left[ \frac{(284 + 194) \cdot 360}{365} \right] = 21,82^\circ$$

### 10.1.1.2 Ángulo horario

El ángulo horario ( $\omega$ ) es el ángulo definido por dos planos, uno de los cuales pasa por el meridiano local y el otro por el sol, que contengan al eje de la tierra [4]. Este ángulo se puede calcular en función de la hora solar local, a través de la expresión:

$$\omega = (AST - 12) \cdot 15^\circ \quad (10.5)$$

Donde AST es la hora solar a la cual se quiera obtener el ángulo horario. Para el punto de estudio, que serían las 12h, se obtendría:

$$\omega = (12 - 12) \cdot 15^\circ = 0^\circ$$

### 10.1.1.3 Altura solar

La altura solar ( $\alpha$ ) se define como la distancia existente entre el Sol y el horizonte terrestre [5]. Se calcula a través de la expresión:

$$\sin(\alpha) = \sin(\phi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\omega) \quad (10.6)$$

De donde se puede despejar:

$$\alpha = \arcsin[\sin(\phi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\omega)] \quad (10.7)$$

Donde  $\phi$  es la latitud, que para el caso de estudio tiene un valor de  $41,43^\circ$ .

Conocidos todos los valores involucrados en la Ec.10.7 se puede calcular la altura solar.

$$\alpha = \arcsin[\sin(41,43) \cdot \sin(21,82) + \cos(21,82) \cdot \cos(41,43) \cdot \cos(0)] = 70,39^\circ$$

### 10.1.1.4 Ángulo azimutal

El ángulo azimutal ( $\gamma$ ) es el ángulo formado entre el eje N-S y la proyección del Sol, ambas medidas referidas a un plano horizontal [4]. Se calcula como:

$$\sin(\gamma) = \frac{\cos(\delta) \cdot \sin(\omega)}{\cos(\alpha)} \quad (10.8)$$

Despejando de la expresión anterior, se puede obtener el ángulo azimutal en función de la declinación, la altura solar y el ángulo horario.

$$\gamma = \arcsin \left[ \frac{\cos(\delta) \cdot \sin(\omega)}{\cos(\alpha)} \right] \quad (10.9)$$

Para el caso de diseño se tendría:

$$\gamma = \arcsin \left[ \frac{\cos(21,82) \cdot \sin(0)}{\cos(70,39)} \right] = 0$$

#### 10.1.1.5 Ángulo incidencia

El ángulo de incidencia puede calcularse a partir de la Ec.10.3. Como ya se han calculado todos los parámetros involucrados en esta expresión, se puede hallar el valor de dicho ángulo.

$$\cos(\theta) = \sin(41,43) \cdot \sin(21,82) + \cos(41,43) \cdot \cos(21,82) \cdot \cos(0)$$

Despejando queda:

$$\theta = \arcsin[\sin(41,43) \cdot \sin(21,82) + \cos(41,43) \cdot \cos(21,82) \cdot \cos(0)] = 19,61^\circ$$

Comentar que el ángulo de incidencia aumenta en invierno. Este efecto repercutirá negativamente sobre el rendimiento óptico, reduciéndolo debido al efecto que ejerce el coseno del ángulo de incidencia en la Ec.10.1.

### 10.1.2 Factor geométrico

El factor geométrico ( $A_f$ ) depende de la geometría de los colectores. Este factor geométrico representa la reducción efectiva del área de apertura cuando se producen efectos anormales en la incidencia de la radiación. Estos efectos comprenden desde bloqueos por sombras además de las pérdidas por radiación, debidas a la cubierta de cristal del absorbedor [35].

Durante el funcionamiento de un colector cilindro-parabólico, algunos de los rayos reflejados desde cerca del extremo del concentrador, situados en la dirección opuesta al sol, no pueden alcanzar el receptor. Este efecto es conocido como *end effect* o efecto de borde. Se calcula como:

$$A_e = f \cdot W_a \cdot \left[ 1 + \frac{W_a^2}{48 \cdot f^2} \right] \quad (10.10)$$

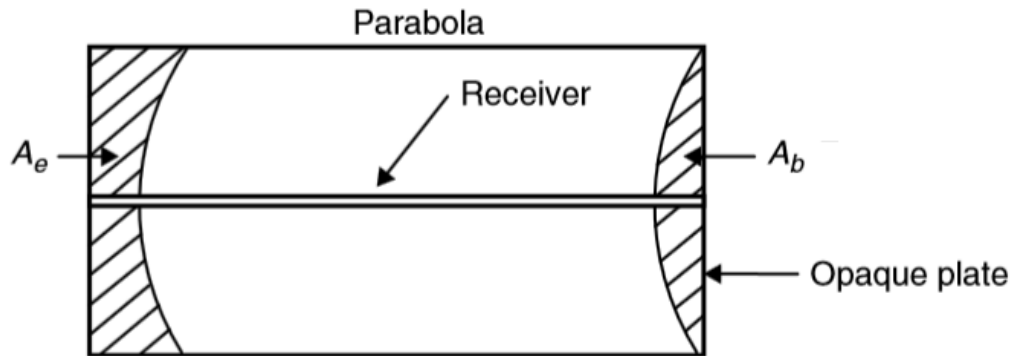
Donde  $f$  es la distancia focal, expresada en metros y  $W_a$  es la apertura del captador expresada también en metros.

Por lo general, los colectores de este tipo se terminan con placas opacas para impedir la concentración de radiación en zonas no deseadas o peligrosas, situadas lejos del receptor. Estas placas producen un bloqueo, generando sombras en una parte del reflector, que provoca una reducción del área de apertura. La expresión que permite calcular el área perdida

$$A_b = \frac{2}{3} \cdot W_a \cdot h_p \quad (10.11)$$

Donde  $h_p$  es la altura de la parábola en metros.

El área perdida, por los efectos de bloqueo y los efectos de borde, puede apreciarse en la Figura 10.2.



**Figura 10.2** – Efectos de borde y de bloqueo en un colector cilindro-parabólico. [35]

El área pérdida debido a la incidencia anormal de la radiación en el colector, por efecto de borde y bloqueo, se obtendría a través de la combinación de Ec.10.10 y Ec.10.11.

$$A_{perdida} = \frac{2}{3} \cdot W_a \cdot h_p + f \cdot W_a \cdot \left[ 1 + \frac{W_a^2}{48 \cdot f^2} \right] \quad (10.12)$$

Para el colector elegido en el diseño, esta área perdida tendría un valor de:

$$A_{perdida} = \frac{2}{3} \cdot 5,75 \cdot 1 + 2,11 \cdot 5,75 \cdot \left[ 1 + \frac{5,75^2}{48 \cdot 2,11^2} \right] = \mathbf{17,84 \text{ m}^2}$$

Finalmente, el factor geométrico se calcula como la relación entre el área perdida y el área de apertura.

$$A_f = \frac{A_{perdida}}{A_{apertura}} \quad (10.13)$$

El factor geométrico para el caso de estudio sería:

$$A_f = \frac{17,84}{817,5} = 0,0213$$

### 10.1.3 Factor de interceptación

Uno de los parámetros más complejos involucrados en la obtención del rendimiento óptico en un colector cilíndrico-parabólico es el factor de interceptación ( $\vartheta$ ). Este factor se define como la relación entre la energía interceptada por el captador y la energía reflejada por la parábola [35].

La expresión utilizada para calcular el factor de interceptación es:

$$\begin{aligned} \vartheta = & \frac{1 + \cos(\varphi_r)}{2\sin(\varphi_r)} \int_0^{\varphi_r} \left[ \operatorname{Erf} \left\{ \frac{\sin(\varphi_r) \cdot [1 + \cos(\varphi)] \cdot [1 - 2d_{na}^* \sin(\varphi)] - \pi \cdot \beta_{na}^* \cdot [1 + \cos(\varphi_r)]}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot \sigma_a^* \cdot [1 + \cos(\varphi_r)]} \right\} \right. \\ & \left. - \operatorname{Erf} \left\{ \frac{\sin(\varphi_r) \cdot [1 + \cos(\varphi)] \cdot [1 + 2 \cdot d_{na}^* \cdot \sin(\varphi)] + \pi \cdot \beta_{na}^* \cdot [1 + \cos(\varphi_r)]}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot \sigma_a^* \cdot [1 + \cos(\varphi_r)]} \right\} \right] \frac{d\varphi}{[1 + \cos(\varphi)]} \end{aligned} \quad (10.14)$$

Donde  $\varphi_r$  es el ángulo de borde del colector, siendo  $\beta_{na}^*$ ,  $d_{na}^*$ ,  $\sigma_a^*$  los errores universales. Todos estos valores están explicados y calculados en los siguientes apartados.

#### 10.1.3.1 Factor de concentración

El factor de concentración define la energía que el colector es capaz de concentrar en un punto. Se define como la relación entre el área de apertura del colector y el área del absorbedor [4].

$$C = \frac{W_a}{\pi \cdot D_0} \quad (10.15)$$



Si se sustituyen los datos del colector y del absorbedor en la expresión anterior, se obtiene:

$$C = \frac{5,75}{\pi \cdot 0,08} = 22,88$$

### 10.1.3.2 Errores ópticos

Los errores ópticos asociados con la superficie parabólica son de dos tipos: aleatorios y no aleatorios.

Los errores aleatorios se definen como aquellos errores que no se pueden predecir, siendo su naturaleza aleatoria. La forma de cálculo de este tipo de errores es a través de una distribución normal de probabilidad. Los errores aleatorios se identifican como cambios en el sol, efectos causados por la distorsión de la parábola debido a la carga del viento y efectos asociados a la superficie reflectante [35].

Los errores no aleatorios surgen durante la fabricación, el montaje o el funcionamiento del colector. Estos pueden ser identificados como imperfecciones en el perfil del reflector, errores de desalineación y errores de ubicación del receptor. Los errores no aleatorios se determinan a partir del ángulo de desalineación ( $\beta$ ), que representa el ángulo formado entre el rayo reflejado desde el centro del sol y la normal al plano de los reflectores de la abertura. Otro de los errores no aleatorios es el desplazamiento del receptor desde el foco de la parábola ( $d_r$ ).

Los errores aleatorios y no aleatorios se pueden combinar con los parámetros geométricos de colector, generando así unos errores universales para todas las geometrías de colectores.

En la Tabla 10.1 se reflejan los valores de errores aleatorios y no aleatorios utilizados en el presente proyecto [61].

**Errores aleatorios y no aleatorios**

<b>Error aleatorio [rad]</b>	$\sigma_a$	0,006931
<b>Error no aleatorio desalineación angular [rad]</b>	$\beta_a$	0,014835
<b>Error no aleatorio desplazamiento receptor [mm]</b>	$d_r$	3,08

**Tabla 10.1** –Errores aleatorios y no aleatorios.

Para obtener los parámetros universales, se tendría que multiplicar por el factor de concentración por los errores aleatorios y los errores de desalineación angular. Mientras que para el desplazamiento del receptor, se debería dividir este valor por el diámetro exterior del absorbedor. La obtención de los errores universales se expresa en la Ec.10.16.

$$\sigma_a^* = \sigma_a \cdot C$$

$$\beta_a^* = \beta_a \cdot C$$

$$d_r^* = \frac{d_r}{D_o}$$

(10.16)

Aplicando las expresiones anteriores, se pueden calcular los errores universales, estos valores están reflejados en la Tabla 10.2.

**Errores universales aleatorios y no aleatorios**

<b>Error universal aleatorio [rad]</b>	$\sigma_a^*$	0,1586
<b>Error universal no aleatorio desalineación angular [rad]</b>	$\beta_a^*$	0,3394
<b>Error universal no aleatorio desplazamiento receptor [ ]</b>	$d_r^*$	0,0385

**Tabla 10.2** – Errores universales aleatorios y no aleatorios.

Para comprobar que los órdenes de magnitud de estos errores son razonables, se pueden comparar con otros valores obtenidos experimentalmente a través de ensayos incluidos en la bibliografía [33].

### 10.1.3.3 Ángulo de borde

El ángulo de borde, es el ángulo comprendido entre el eje del colector y un haz reflejado en el foco [35]. La expresión utilizada para calcular este ángulo de borde es la siguiente:

$$\varphi_r = 2 \cdot \arctan\left(\frac{W_a}{4f}\right)$$

(10.17)

Sustituyendo los valores del colector, se obtendría:

$$\varphi_r = 2 \cdot \arctan\left(\frac{5,75}{4 \cdot 2,11}\right) = 68,53^\circ$$

### 10.1.3.4 Factor de interceptación

Debido a la complejidad de resolución de la Ec.10.14 se ha generado un código de *Matlab*, detallado en el apartado 10.3 de este mismo capítulo, en el cual se calcula el factor de interceptación además del resto de parámetros hasta ahora mencionado, incluido el rendimiento óptico del colector.

El factor de interceptación será:

$$\vartheta = \frac{1+\cos(68,53^\circ)}{2 \cdot \sin(68,53^\circ)} \int_0^{68,53^\circ} \left[ \operatorname{Erf} \left\{ \frac{\sin(68,53^\circ) \cdot [1+\cos(\varphi)] \cdot [1-2 \cdot 0,0385 \cdot \sin(\varphi)] - \pi \cdot 0,3394 \cdot [1+\cos(68,53^\circ)]}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot 0,1586 \cdot [1+\cos(68,53^\circ)]} \right\} - \operatorname{Erf} \left\{ \frac{\sin(68,53^\circ) \cdot [1+\cos(\varphi)] \cdot [1+2 \cdot 0,0385 \cdot \sin(\varphi)] + \pi \cdot 0,3394 \cdot [1+\cos(68,53^\circ)]}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot 0,1586 \cdot [1+\cos(68,53^\circ)]} \right\} \right] \frac{d\varphi}{[1+\cos(\varphi)]} = \mathbf{0,94}$$

### 10.1.4 Rendimiento óptico

Una vez calculados todos los valores involucrados en la expresión del rendimiento óptico, y utilizando la Ec.10.1, se puede obtener el rendimiento óptico.

$$\eta_o = 0,935 \cdot 0,964 \cdot 0,963 \cdot 0,94 \cdot [(1 - 0,0213 \cdot \tan(19,61^\circ)) \cdot \cos(19,61^\circ)] = \mathbf{0,764}$$

## 10.2 Cálculos térmicos

Para obtener la potencia térmica que dispondrá el fluido caloportador, y que será suministrada al ciclo de potencia es necesario calcular previamente el rendimiento óptico del colector.

El objetivo de este apartado es el de dimensionar un campo solar para obtener unas potencias térmicas de 60 MW y de 150 MW, valorando las posibilidades de realizar un sobredimensionamiento de dicho campo con el fin de instalar un almacenamiento térmico. El número de colectores que se podrán instalar dependerá principalmente de la superficie disponible que originalmente es de 842.700 m<sup>2</sup>. Una vez obtenido el número de colectores que es posible introducir en esta área, se estudiará la posibilidad de realizar un sobredimensionamiento, en el caso de que fuese posible realizarla se obtendría el múltiplo solar. Todos estos cálculos serán utilizados para dimensionar un campo solar que permita obtener una potencia de 60 MW. Después se calculará el número de colectores necesarios para obtener la potencia de 150 MW y para realizar un sobredimensionamiento con el fin de obtener el mismo múltiplo solar que para la otra potencia. Además se obtendrá el área necesaria para llevar a cabo dicha instalación.

A continuación se detallarán los cálculos necesarios para obtener el número de colectores y la superficie ocupada por estos, tal y como se explicó en el Capítulo 4 del presente proyecto.

Se comenzará calculando el incremento de temperatura que experimentaría el fluido en un único módulo. En función de este cálculo, se obtendrían el número de colectores necesarios para que el fluido obtenga el incremento de temperatura deseado. Una vez calculado el número de colectores necesarios se calculará el rendimiento y la superficie necesaria para obtener la potencia térmica deseada.

El cálculo será iterativo, debido a la necesidad de definir inicialmente unos parámetros que intervienen en el proceso. Estos parámetros irán modificándose a lo largo de las iteraciones. Este proceso se repetirá hasta obtener una convergencia de los valores. El cálculo estará explicado más en detalle en los siguientes apartados.

Los parámetros que son necesarios introducir previamente son la temperatura de salida del fluido, la temperatura de la cubierta de cristal y la cubierta del tubo absorbedor. Debido al proceso iterativo las temperaturas anteriormente mencionadas, fluctuarán. Este hecho provocará una variación en las propiedades del aire y del fluido caloportador.

Para la resolución de los cálculos térmicos se ha desarrollado un *script* en Matlab, donde se realiza el cálculo del campo solar. Este código está adjuntado al presente proyecto, encontrándose en el apartado 10.4 de este mismo Capítulo.

### 10.2.1 Potencia útil, longitud de colectores y rendimiento colector

El procedimiento seguido para hallar la potencia térmica está descrito en la bibliografía [35].

Para calcular dicha potencia es necesario obtener previamente una serie de factores, como son el factor de eficiencia del colector ( $F'$ ), el coeficiente de pérdida ( $U_L$ ), y el factor de eliminación de calor en el colector ( $F_R$ ).

Para el coeficiente de pérdida, se pueden utilizar las relaciones de transferencia de calor estándar para tubos que disponen de acristalamiento.

Las pérdidas térmicas del receptor deben ser estimadas. Generalmente se suelen expresar como el coeficiente de pérdida, basado en el área del receptor. Existen dos métodos posibles para realizar el cálculo de las pérdidas térmicas experimentadas por los receptores del colector. El primer método consiste en suponer que el colector, está constituido por un tubo desnudo, mientras que el segundo método consistiría en suponer que el receptor dispone de un recubrimiento de cristal.

En este proyecto se supondrá el primer método, es decir, el receptor consistiría en un tubo desnudo. Para obtener la potencia térmica del colector se supondrá o que no hay gradientes de temperatura a lo largo del receptor. El coeficiente de pérdidas tendrá en cuenta la convección y la radiación de la superficie además de la conducción a través de la estructura de soporte. Este coeficiente de pérdidas está dado por la siguiente expresión:

$$U_L = h_w + h_r + h_c \quad (10.18)$$

Si un único valor de  $h_r$  no es aceptable debido a las grandes variaciones de temperatura a lo largo de la dirección de flujo, el colector puede ser dividido en pequeños segmentos, cada uno con una  $h_r$  constante.

El coeficiente de pérdidas convectivas se produce en mayor medida por el viento. Para calcularlo se utilizarán las Ec.10.20 y 10.21, donde se trata de obtener el número de Nusselt, que depende principalmente del número de Reynolds. Por lo que será necesario calcular en primer lugar dicho término.

$$Re = \frac{\rho_{aire} \cdot V_{viento} \cdot D_{g_o}}{\mu_{aire}} \quad (10.19)$$

Donde  $D_{g_o}$  es el diámetro exterior de la cubierta de cristal.

En función del valor del número de Reynolds se utilizará una correlación u otra, a través de las cuales se calculará el coeficiente de pérdidas convectivas.

Para  $0,1 < Re < 1000$

$$Nu = 0,4 + 0,54 \cdot Re^{0,52} = \frac{h_w \cdot D_{go}}{K_{aire}} \quad (10.20)$$

Para  $1000 < Re < 50000$

$$Nu = 0,3 \cdot Re^{0,6} = \frac{h_w \cdot D_{go}}{K_{aire}} \quad (10.21)$$

Para la estimación de las pérdidas de conducción requiere conocer la forma en la que el receptor se apoya. Debido a este motivo, se prescindirá del término de conducción, asumiendo que las mayores pérdidas procederán de los términos convectivos y de radiación.

Por lo general, para reducir las pérdidas de calor, se utiliza un tubo de vidrio colocado concéntricamente alrededor del receptor. El espacio entre el receptor y el vidrio es generalmente evacuado, por lo que las pérdidas por convección son despreciables.

En este caso el coeficiente de pérdidas ( $U_L$ ) está basado en el área de receptor ( $A_r$ ), y su expresión está dada por:

$$U_L = \left[ \frac{A_r}{(h_w + h_{r,c-a}) \cdot A_g} + \frac{1}{h_{r,r-c}} \right]^{-1} \quad (10.22)$$

Donde  $h_{r,c-a}$  es el coeficiente de radiación linealizado desde la cubierta hasta el ambiente,  $A_r$  el área exterior del tubo receptor,  $A_g$  el área externa de la cubierta de cristal y  $h_{r,r-c}$  es el coeficiente de radiación linealizado desde el receptor hasta la cubierta. La expresión para calcular las áreas del receptor y de la cubierta de cristal, está reflejada en la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} A_r &= \pi \cdot D_o \cdot L_{colector} \\ A_g &= \pi \cdot D_g \cdot L_{colector} \end{aligned} \quad (10.23)$$

Donde  $D_o$  es el diámetro exterior del tubo receptor.

Las expresiones utilizadas para calcular los coeficientes de radiación es

$$h_{r,r-c} = \frac{\sigma \cdot (T_r^2 + T_g^2) \cdot (T_r + T_g)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_g} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1\right)}$$

$$h_{r,c-a} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_g + T_{amb}) \cdot (T_g^2 + T_{amb}^2)$$

(10.24)

Donde  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$  es la constante de Stefan-Boltzman,  $\varepsilon_g$  es la emisividad de la cubierta de cristal,  $\varepsilon_r$  es la emisividad del tubo receptor,  $T_g$  es la temperatura de la cubierta de cristal,  $T_r$  es la temperatura del tubo receptor,  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente. El valor de todas las temperaturas debe introducirse en unidades del sistema internacional.

Para poder calcular las ecuaciones anteriores, es necesario estimar la temperatura de la cubierta de cristal. Esta temperatura está más cerca de la temperatura ambiente que de la temperatura del receptor. Por lo tanto, haciendo caso omiso de la radiación absorbida por la cubierta,  $T_g$  puede obtenerse a partir de un balance de energía:

$$A_g \cdot (h_{r,c-a} + h_w) \cdot (T_g - T_{amb}) = A_r \cdot h_{r,r-c} \cdot (T_r - T_g)$$

(10.25)

Resolviendo la ecuación anterior, se puede obtener la temperatura de la cubierta de cristal:

$$T_g = \frac{A_r \cdot h_{r,r-c} \cdot T_r + A_g \cdot (h_{r,c-a} + h_w) \cdot T_{amb}}{A_r \cdot h_{r,r-c} + A_g \cdot (h_{r,c-a} + h_w)}$$

(10.26)

El procedimiento para encontrar  $T_g$  es iterativo, es decir, se estimarían unos valores de temperaturas iniciales, a través de los cuales se podría estimar  $U_L$  utilizando para ello la Ec.10.22. Entonces a partir de la Ec.10.26 se obtendría otra vez  $T_g$ . Si difiere en gran medida del valor anterior, sería necesario volver a iterar.

A continuación se calculará el coeficiente global de transferencia de calor ( $U_o$ ). Este valor debería incluir la pared del tubo, debido a que el flujo de calor en un colector de concentración es alta. El coeficiente global de transferencia está basado en el diámetro exterior del absorbedor.

La expresión que permite calcular  $U_o$  es:

$$U_o = \left[ \frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} \cdot D_i} + \frac{D_o \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot k_{absorbedor}} \right]^{-1} \quad (10.27)$$

Donde  $k_{absorbedor} = 15 \frac{W}{m \cdot K}$  siendo la conductividad térmica del absorbedor y  $h_{fi}$  es el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido caloportador y la pared del tubo. Este término puede obtenerse a través de la correlación de Dittus Boelter para flujo turbulento completamente desarrollado [6]. Donde los números de Reynolds y Prandtl estarían definidos para el aceite.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = \frac{h_{fi} \cdot D_o}{k_{absorbedor}} \quad (10.28)$$

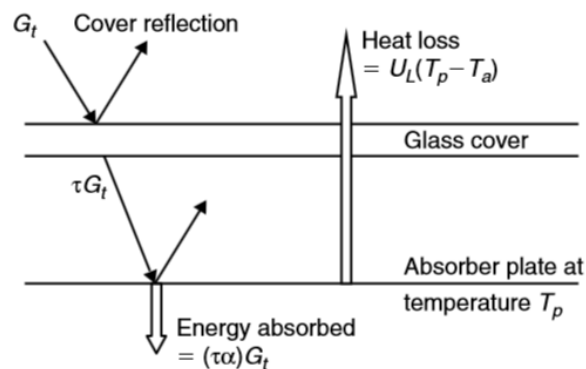
Donde  $Pr$  es el número de Prandtl y se calcula como:

$$Pr = \frac{Cp_{fluido} \cdot \mu_{fluido}}{k_{fluido}} \quad (10.29)$$

Cabe señalar que la Ec.10.28 solo serviría para flujo turbulento, tal y como se comentó anteriormente, en el caso de que el flujo fuese laminar ( $Re < 2300$ ), el número de Nusselt sería:

$$Nu = 4.364$$

Realizando la hipótesis de que los colectores operen bajo condiciones de estado estacionario y haciendo un balance de energía sobre los captadores, se obtendría que el calor útil entregado por un colector, que sería igual a la energía absorbida por el fluido de transferencia de calor menos las pérdidas de calor procedentes de la superficie.



**Figura 10.3** – Radiación solar incidente y pérdidas de calor en el colector. [35]



Por lo tanto, en estado estacionario, la tasa de energía útil que recoge el colector puede expresarse como:

$$Q_u = G_B \cdot \eta_o \cdot A_{apertura} - A_r \cdot U_L \cdot (T_r - T_{amb}) \quad (10.30)$$

Donde  $A_{apertura}$  es el área de apertura, y se calcula como:

$$A_{apertura} = (W_a - D_g) \cdot L_{colector} \quad (10.31)$$

Se debe tener en cuenta que los colectores de concentración únicamente pueden utilizar la radiación directa ( $G_B$ ).

La ganancia de energía útil por unidad de longitud de colector se puede expresar en términos de la temperatura del tubo receptor ( $T_r$ ), tal y como se muestra en la Ec.10.32.

$$q'_u = \frac{Q_u}{L} = \frac{A_{apertura} \cdot \eta_o \cdot G_B}{L} - \frac{A_r \cdot U_L}{L} \cdot (T_r - T_{amb}) \quad (10.32)$$

Si  $T_r$  se elimina de la expresión anterior, la ecuación se puede expresar como:

$$q'_u = F' \cdot \frac{A_{apertura}}{L} \cdot \left[ \eta_o \cdot G_B - \frac{U_L}{C} \cdot (T_f - T_{amb}) \right] \quad (10.33)$$

Donde  $F'$  es el factor de eficiencia del colector y representa la relación de la ganancia de energía útil real, con la energía que se tendría si la superficie del absorbedor estuviese a la temperatura del fluido.

La expresión para calcular este factor de eficiencia es:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} \cdot D_i} + \left( \frac{D_o}{2 \cdot k_{absorbedor}} \cdot \ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right) \right)} = \frac{U_o}{U_L} \quad (10.34)$$

Se puede reescribir la Ec.10.30 de tal forma que no intervenga la temperatura del receptor, dejando dicha expresión de la siguiente forma:

$$Q_u = F_R \cdot [G_B \cdot \eta_o \cdot A_{apertura} - A_r \cdot U_L \cdot (T_i - T_{amb})] \quad (10.35)$$

Donde  $T_i$  es la temperatura de entrada del fluido caloportador al colector y  $F_R$  es el factor de eliminación de calor que representa el ratio de la energía ganada por el fluido frente a la energía total recibida por el colector.

$$F_R = \frac{\dot{m}_{fluido} \cdot C_{pfluido}}{A_r \cdot U_L} \cdot \left[ 1 - e^{-\frac{U_L \cdot F' \cdot A_r}{\dot{m}_{fluido} \cdot C_{pfluido}}} \right] \quad (10.36)$$

La eficiencia del colector se puede obtener dividiendo el calor útil del colector ( $Q_u$ ), entre el calor útil ideal ( $Q_{ideal} = G_B \cdot A_{apertura}$ ). Por lo tanto se obtendría:

$$\eta = F_R \cdot \left[ \eta_o - U_L \cdot \left( \frac{T_i - T_{amb}}{G_B \cdot C} \right) \right] \quad (10.37)$$

Donde  $C$  es el coeficiente de concentración.

Por último se calculará la longitud necesaria del lazo de colectores, para producir que el fluido eleve su temperatura desde  $T_i$  hasta  $T_o$  (Temperatura de salida del fluido caloportador del colector). Para ello se hará un balance de energía en el cual la potencia térmica que se lleva el fluido sea igual al calor útil que recibe el colector menos las pérdidas térmicas.

$$\dot{m}_{fluido} \cdot (h_{T_o} - h_{T_i}) = (W_a - D_g) \cdot L_{colector} \cdot G_B \cdot \eta_o - [\pi \cdot D_o \cdot L_{colector} \cdot U_L \cdot (T_m - T_{amb})] \quad (10.38)$$

Donde  $T_m$  es la temperatura media del fluido caloportador.

Despejando de la expresión anterior se obtendría la longitud de los colectores, obteniendo entonces la siguiente expresión:

$$L_{colector} = \frac{\dot{m}_{fluido} \cdot (h_{T_o} - h_{T_i})}{(W_a - D_g) \cdot G_B \cdot \eta_o - [\pi \cdot D_o \cdot U_L \cdot (T_m - T_{amb})]} \quad (10.39)$$

Una vez calculada esta longitud del colector, se vería cuantos colectores son necesarios para elevar la temperatura del fluido caloportador. Con el número de colectores se obtendría a su vez el número de lazos necesarios para obtener la potencia térmica deseada.

Con este número de lazos de colectores se vería si la superficie disponible es suficiente para obtener dicha potencia, viendo también la posibilidad de realizar un almacenamiento térmico debido a un sobredimensionamiento del campo solar.

### **10.2.2 Proceso de cálculo**

Una vez expresadas todas las ecuaciones involucradas en el cálculo de la instalación de los colectores, se detallará el proceso de cálculo seguido para obtener en primer lugar las temperaturas del cristal que recubre el absorbedor, además de la temperatura en la superficie del receptor. En segundo lugar se obtendría la potencia térmica obtenida en un módulo. Con esta potencia térmica se calculará la temperatura de salida del fluido. Este proceso se repetirá hasta conseguir que los valores obtenidos de temperaturas apenas varíen. Una vez obtenidos los valores definitivos de las temperaturas se calcularán las potencias útil y perdida en el módulo, hallando posteriormente el número de módulos necesarios para obtener una potencia del campo de colectores, viendo si es posible dimensionar a priori un campo de colectores tal que permita obtener dicha potencia. En el supuesto caso de que el espacio disponible permita realizar un sobredimensionamiento del campo solar, se obtendrá la potencia máxima que podría instalarse en el área disponible.

El proceso iterativo de cálculo, seguido para el cálculo de la potencia térmica en un lazo está reflejado en la Figura 10.4.

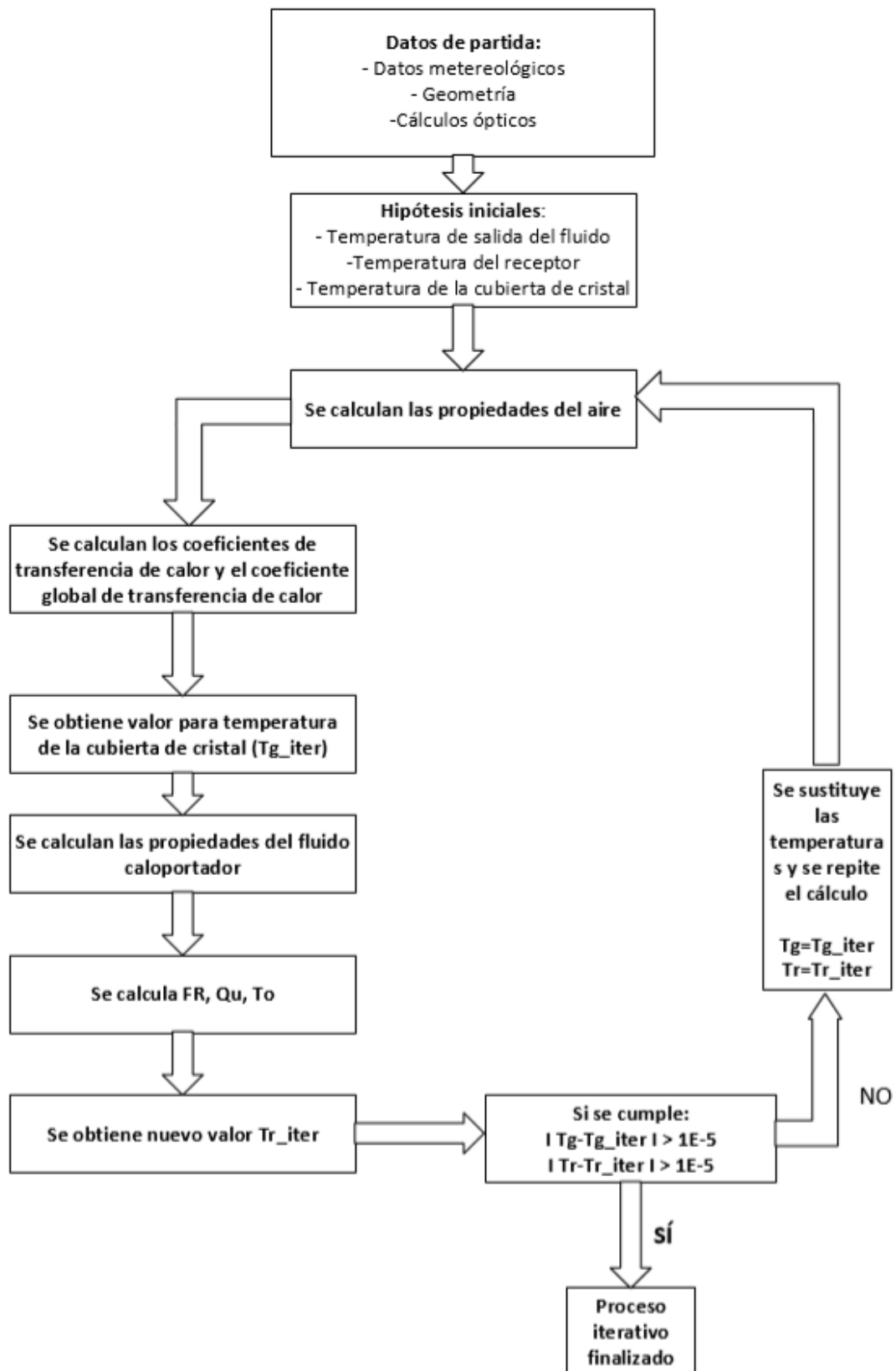
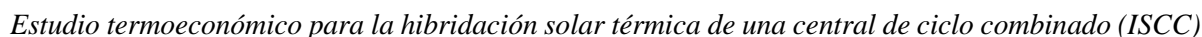


Figura 10.4 – Proceso iterativo de cálculo.



```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Trabajo Fin de Grado: Cálculo del rendimiento óptico de los colectores
% cilíndrico-parabólicos
% Curso: 2014/2015
% Rafael Pérez Álvarez
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% En este script se procederá al cálculo del rendimiento óptico, para un
% colector EuroTrough ET150 y un absorbedor Schott PTR80. Para obtener
este
% rendimiento óptico primero será necesario calcular el ángulo de
incidencia
% posteriormente se calculará el factor geométrico del colector y por
% último se calculará el factor de interceptación. Estos cálculos
conllevar
% más cálculos que son necesarios desarrollar y serán explicados
% posteriormente.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Antes de comenzar se limpia la memoria de Matlab y las gráficas que
% pudiesen estar en pantalla. Además se indica al programa que muestre un
% número elevado de decimales a la hora de mostrar los resultados.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Limpieza de la memoria y de las graficas
clear all
close all
% Se activa la opción de un número elevado de decimales al indicar
los
% resultados
format long
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% 1. DEFINICIÓN DE LOS VALORES INICIALES
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% En este apartado se definirán el día de estudio además de la hora a la
que
% este se realizará. También será necesario definir la latitud del lugar
% en el que se realizará el proyecto.
% Por otro lado se tendrá que definir las características geométricas del
% colector y del absorbedor.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% LOCALIZACIÓN DE LA CENTRAL
% latitud=41.26; % Corresponde a de Sant Adrià de Bèsos (Barcelona)
% PERIODO TEMPORAL A ESTUDIAR
% hora_estudio=12; % Hora solar
% dia_estudio=194; % Se correspondería al día 13 de Julio
% CARACTERÍSTICAS COLECTOR
% Características geométricas
% f=2.11; %Distancia focal en metros.
% Wa=5.75; %Apertura en metros.
% Lcolector=150; % Longitud del colector en metros.

```

```

    altura_parabola=1;% Altura de la parábola en metros.
    area_apertura=817.5; % Área de apertura en metros.
    % Características del material
    rho=0.935; % Reflectancia del espejo
% CARACTERÍSTICAS ABSORBEDOR
    % Características geométricas
    D_ext_abs=0.08; % Diámetro exterior absorbedor
    % Características del material
    thao=0.964; % Transmitancia del cristal
    alpha=0.963; % Absortancia del receptor
% ERRORES ÓPTICOS (Valores obtenidos de la bibliografía [33])
    % Error aleatorio
    error_aleatorio=6.9307e-3; % En radianes
    % Error no aleatorio
    % Error angular [En grados]
    beta=0.85;
    % Error desplazamiento receptor [metros]
    dr_error=3.08e-3;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%
% En este apartado se procederá al cálculo del ángulo de incidencia,
siendo
% necesario previamente el cálculo de una serie de parámetros detallados
a
% continuación:
% A. Declinación anual.
% B. Ángulo horario.
% C. Ángulo solar.
% D. Ángulo azimutal.
% E. Ángulo incidencia.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% A. DECLINACIÓN ANUAL el resultado estará en radianes
declinacion=23.45*sin(((284+dia_estudio)*360)/365)*pi/180;
% B. ÁNGULO HORARIO el resultado estará en radianes
angulo_horario=((hora_estudio-12)*15)*pi/180;
% C. ÁNGULO SOLAR el resultado estará en radianes
altura_solar=asin(sin(latitud*pi/180)*sin(declinacion)+cos(latitud*pi/180)
)*cos(declinacion)*cos(angulo_horario));
% D. ÁNGULO AZIMUTAL el resultado estará en radianes
angulo_acimutal=asin(cos(declinacion)*sin(angulo_horario)/cos(altura_sola
r));
% E. ÁNGULO INCIDENCIA
% Ángulo de incidencia en grados.
angulo_incidencia=acos(sin(declinacion)*sin(latitud*pi/180)+cos(latitud*pi
i/180)*cos(declinacion)*cos(angulo_horario))*180/pi;
% Ángulo de incidencia en radianes
angulo_incidencia_radianes=angulo_incidencia*pi/180;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%
% En este apartado se procederá al cálculo del factor geométrico para
ello

```

```
% será necesario calcular previamente el área pérdida, que será la suma
del
% área perdida por el efecto borde y de bloqueo por sombras.
% El procedimiento seguido para realizar el cálculo será:
% A. Cálculo del área perdida por efecto borde.
% B. Cálculo del área perdida por bloqueo.
% C. Cálculo del área total perdida.
% D. Cálculo del factor geométrico.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% A. CÁLCULO ÁREA PERDIDA POR EFECTO BORDE
Aend_effect=f*Wa*(1+(Wa^2/(48*f^2)));
% B. CÁLCULO ÁREA PERDIDA POR BLOQUEO
A_bloqueo=2*Wa*altura_parabola/3;
% C. CÁLCULO DEL ÁREA TOTAL PERDIDA
A_perdida=A_bloqueo+Aend_effect;
% D, CÁLCULO DEL FACTOR GEOMÉTRICO
factor_geometrico=A_perdida/(Wa*Lcolector);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
% 4. CÁLCULO DEL FACTOR DE INTERCEPTACIÓN
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% En este apartado se procederá al cálculo del factor de interceptación.
% Pero previamente será necesario calcular una serie de parámetros. Los
% pasos necesarios para obtener el factor de interceptación son:
% A. Cálculo del factor de concentración.
% B. Cálculo del ángulo de borde.
% C. Cálculo de los errores universales aleatorios y no aleatorios.
% D. Factor de interceptación.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% A. CÁLCULO DEL FACTOR DE CONCENTRACIÓN
factor_concentracion=Wa/(pi*D_ext_abs);
% B. CÁLCULO DEL ÁNGULO DE BORDE
% Ángulo de borde en grados
angulo_borde=2*atan(Wa/(4*f))*180/pi;
% Ángulo de borde en radianes
angulo_borde_radianes=2*atan(Wa/(4*f));
% Cálculo del radio de borde
radio_borde=2*f/(1+cos(angulo_borde*pi/180));
% Adecuación del error aleatorio angular
beta_error=beta*pi/180; % En radianes
% C. CÁLCULO DE LOS ERRORES UNIVERSALES ALEATORIOS Y NO ALETARIOS
error_aleatorio_univ=error_aleatorio*factor_concentracion;
beta_error_univ=beta_error*factor_concentracion;
dr_error_univ=dr_error/D_ext_abs;
% D. FACTOR DE INTERCEPTACIÓN
% En este apartado se resolverá la integral necesaria para obtener el
% factor de interceptación
syms x
fun=erf(sin(angulo_borde_radianes)*(1+cos(x)))*(1-
2*dr_error_univ*sin(x))-
pi*beta_error_univ*(1+cos(angulo_borde_radianes))/(pi*(2^0.5)*error_alea
torio_univ*(1+cos(angulo_borde_radianes))*(1+cos(x)))-erf((-
(sin(angulo_borde_radianes)*(1+cos(x))*(1+2*dr_error_univ*sin(x))+pi*beta
_error_univ*(1+cos(angulo_borde_radianes)))/(pi*(2^0.5)*error_aleatorio_u
niv*(1+cos(angulo_borde_radianes)*(1+cos(x))))));
q = int(fun,0,angulo_borde_radianes);
```

```

p=vpa(q,5);
% Obtención del factor de interceptación
factor_interceptacion=(1+cos(angulo_borde_radianes))*p/(2*sin(angulo_borde_radianes));
% Rendimiento óptico
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
%                               5. RENDIMIENTO ÓPTICO
%
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Ahora se calculará el rendimiento utilizando para ello todos los
valores
% calculados hasta ahora.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
rendimiento_optico=rho*thao*alpha*factor_interceptacion*(1-
factor_geometrico*tan(angulo_incidencia_radianes))*cos(angulo_incidencia_radianes);

```



## 10.4 Cálculo del campo solar

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Trabajo Fin de Grado: Cálculo del campo solar
% Curso: 2014/2015
% Rafael Pérez Álvarez
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% En este script se procederá al cálculo del campo solar necesario para
% obtener una potencia térmica de 150 MW, viendo si el área disponible
por
% la Central de Ciclo Combinado tiene la capacidad de albergar dicha
% instalación. En caso de que el área ocupada por el campo de colectores
no
% ocupe toda la totalidad del área de la Central, se realizará un
% sobredimensionamiento del campo solar, para llevar a cabo un
% almacenamiento térmico.
% Los pasos seguidos para el cálculo del área del campo de colectores es
el
% siguiente:
% 1. Se definen los datos iniciales, tanto de los colectores y de los
tubos
% receptores, del fluido caloportador que lo recorre, los datos
% climáticos pertinentes, además del área disponible en ésta y la
% potencia térmica que se desea obtener.
% 2. Realiza el bucle iterativo que permita obtener los parámetros
% involucrados en la operación del campo solar.
% 3. Se calcula el rendimiento del colector.
% 4. Se calcula la longitud del colector necesaria para producir el
% incremento de temperatura deseado. Además se calculará el número de
% colectores necesarios para obtener dicha longitud.
% 5. Se calculará el número total de lazos que intervienen en el proceso,
% valorando si el área disponible de la Central sería suficiente para
% albergar al campo solar.
% 6. En caso de que fuese posible se realizaría el sobredimensionamiento
% del campo solar.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Antes de comenzar se limpia la memoria de Matlab y las gráficas que
% pudiesen estar en pantalla. Además se indica al programa que muestre un
% número elevado de decimales a la hora de mostrar los resultados.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Limpieza de la memoria y de las graficas
clear all
close all
% Se activa la opción de un número elevado de decimales al indicar
los
% resultados
format long
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
% 1. DEFINICIÓN DE LOS VALORES INICIALES
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% En este apartado se definirán los iniciales, tanto de los colectores y
de
```

```

% los tubos receptores, del fluido caloportador que lo recorre, los datos
% climáticos pertinentes, además del área disponible en esta y la
% potencia térmica que se desea obtener.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% DATOS CLIMÁTICOS
% Viento
    vel_viento=4.56; % Velocidad media del viento. Mes de Julio [m/s]
% Ambiente
    Pa=1.01325e5; % Presión atmosférica [Pa]
    Ta=23.6+273.15; % Temperatura ambiente [K]
    Gb=730; % Radiación directa recibida. Valor del 13 Julio [W/m2]
% SISTEMA DE CONCENTRACIÓN
% Colector
    Wa=5.75; % Apertura [m]
    rendimiento_optico=0.767; % Dato script
"CalculoRendimientoOptico.m"
    Lcolector_nominal=150; % Longitud de un ÚNICO colector [m]
% Absorbedor
    er=0.87; % Emisividad del tubo receptor
    Do=0.08; % Diámetro exterior del tubo receptor [m]
    Di=0.076; % Diámetro interior del tubo receptor [m]
    conductividad_termica_receptor=15; % Conductividad térmica
[w/m*K]
    % Cubierta de cristal
    Dg=0.12; % Diámetro exterior de la cubierta de cristal [m]
    eg=0.92; % Emisividad de la cubierta de cristal
% FLUIDO CALOPORTADOR
    vel_aceite=1.305; % Velocidad del fluido [Kg/s]
    Ti=290+273.15; % Temperatura de entrada al colector [K]
% CAMPO SOLAR
    % Potencia térmica que se desea obtener del campo solar
    Qu_nominal=150e6; % [W]
    % Dimensiones de la Central de Ciclo Combinado:
    area_libre=900*1050; % Área de todo el complejo [m^2]
    area_central=330*310; % Área ocupada por la Central [m^2]
% CONSTANTES DE CÁLCULO
    % Constante Stefan-Boltzman
    sigma=5.67e-8; % W/m2*K4
    % Parámetros del aire
    Ru=8.3169; % J/mol*K
    PMaire=0.0289; % kg/mol
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% En este apartado se procederá al cálculo de las temperaturas
% involucradas
% en la operación de un ÚNICO módulo de un colector. Para ello será
% necesario realizar una serie de suposiciones previas y definir las
% tolerancia que tenga el resultado.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% A. HIPÓTESIS INICIALES.
    To_iter=300+273.15; % Temperatura de salida del fluido [K]
    Tr_iter=90+273.15; % Temperatura superficial del tubo receptor [K]
    Tg_iter=60+273.15; % Temperatura de la cubierta de cristal [K]
% B. PARÁMETROS DE CÁLCULO.

```

```
% Inicialización del residuo.
res1=1;
res2=1;
% Tolerancia fijada.
tolerancia=1e-08;
% Definición de las iteraciones
iteracion=1;
max_iteracion=1e10;
% C. COMIENZO DEL BUCLE
while (res1>tolerancia) && (res2>tolerancia)&& (iteracion<max_iteracion)
    %Almacenamiento de la solución obtenida en la iteración anterior
    Tg=Tg_iter;
    Tr=Tr_iter;
    To=To_iter;

    % 1. PROPIEDADES DEL AIRE

    % Constante de los gases ideales
    Rg=(Ru/PMaire)*1e-3; % kJ/kg*K
    % Temperatura a la que se desea obtener las propiedades
    Ts=((Ta+Tg)/2)+273.15;
    % Matrices con las propiedades termodinámicas
    % Temperatura en K
    Temperatura_aire=[100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600 650 700 750
    800 850 900 950 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000
    2100 2200 2300 2400 2500 3000];
    % Poder calorífico en kJ/kg*K
    Cp_aire=[1.032 1.012 1.007 1.006 1.007 1.009 1.014 1.021 1.03 1.04 1.051
    1.063 1.075 1.087 1.099 1.11 1.121 1.131 1.141 1.159 1.175 1.189 1.207
    1.23 1.248 1.267 1.286 1.907 1.337 1.372 1.417 1.478 1.558 1.665 2.726];
    % Viscosidad del aire N*s/m^2
    viscosidad_aire=[71.1 103.4 132.5 159.6 184.6 208.2 230.1 250.7 270.1
    288.4 305.8 322.5 338.8 354.6 369.8 384.3 398.1 411.3 424.4 449 473 496
    530 557 584 611 637 663 689 715 740 766 792 818 955];
    % Conductividad térmica del aire W/m*K
    k_aire=[9.34 13.8 18.1 22.3 26.3 30 33.8 37.3 40.7 43.9 46.9 49.7 52.4
    54.9 57.3 59.6 62 64.3 66.7 71.5 76.3 82 91 100 106 113 120 128 137 147
    160 175 196 222 486];
    % Proceso de interpolación para obtener las propiedades a una T
    determinada
    i=1;
    while Ts>Temperatura_aire(i)
        i=i+1;
    end
    if i>1
        t_anterior=Temperatura_aire(i-1);
        Cp_aire_anterior=Cp_aire(i-1);
        viscosidad_aire_anterior=viscosidad_aire(i-1);
        k_aire_anterior=k_aire(i-1);
    end
    t_siguiente=Temperatura_aire(i);
    Cp_aire_siguiente=Cp_aire(i);
    viscosidad_aire_siguiente=viscosidad_aire(i);
    k_aire_siguiente=k_aire(i);
    % Cálculo de las entalpías
    if Ts~=Temperatura_aire(i)
        Cp_aire=((Ts-t_anterior)/(t_siguiente-
        Ts))*Cp_aire_siguiente+Cp_aire_anterior/(1+((Ts-
        t_anterior)/(t_siguiente-Ts))); % [kJ/kg*K]
```

```

    viscosidad_aire=((Ts-t_anterior)/(t_siguiete-
Ts))*viscosidad_aire_siguiete+viscosidad_aire_anterior)/(1+((Ts-
t_anterior)/(t_siguiete-Ts)))*1e-7; % [N·s/m^2]
    k_aire=((Ts-t_anterior)/(t_siguiete-
Ts))*k_aire_siguiete+k_aire_anterior)/(1+((Ts-t_anterior)/(t_siguiete-
Ts)))*1e-3;% [W/m·K]
    end
    if Ts==Temperatura_aire(i)
    Cp_aire=Cp_aire_siguiete; % [kJ/kg·K]
    viscosidad_aire=viscosidad_aire_siguiete*1e-7;% [N·s/m^2]
    k_aire=k_aire_siguiete*1e-3;% [W/m·K]
    end
    Cv_aire=Cp_aire-Rg; %kJ/kg·K
    ganma=Cp_aire/Cv_aire;
    % Cálculo del resto de propiedades del aire.
    densidad_aire=Pa/(Rg*Ts); %kg/m3
    conductividad_termica_aire=k_aire;

    % 2. CÁLCULO DE LAS ÁREAS: Ar, Ag y Aa
    %Cálculo de la longitud de un ÚNICO módulo
    Lmodulo=Lcolector_nominal*5; % Longitud del módulo [m]
    % Cálculo de las áreas.
    % Área del tubo receptor [m^2]
    Ar=pi*Do*Lmodulo;
    % Área de la cubierta de cristal [m^2]
    Ag=pi*Dg*Lmodulo;
    % Área de apertura [m^2]
    Aa=(Wa-Dg)*Lmodulo;

    % 3. CÁLCULO COEFICIENTES TRANSFERENCIA DE
    CALOR
    % Primero se obtiene el cálculo de hw
    Re_aire=densidad_aire*vel_viento*Dg/viscosidad_aire;
    if 0.1<Re_aire<1000
        hw=(0.4+0.54*(Re_aire^0.52))*conductividad_termica_aire/Dg;
    end
    if 1000<Re_aire<50000
        hw=0.3*(Re_aire^0.6)*conductividad_termica_aire/Dg;
    end
    % Segundo se calcula hr_ca
    hr_ca=eg*sigma*(Tg+Ta)*(Tg^2+Ta^2);
    % Tercer se calcula hr_rc
    hr_rc=(sigma*(Tr^2+Tg^2)*(Tr+Tg))/((1/er)+(Ar/Ag)*(1/eg)-1));
    % Cuarto se calcula UL
    UL=1/((Ar/((hw+hr_ca)*Ag))+(1/hr_rc));

    % 4. SE OBTIENE Tg_iter
    Tg_iter=(Ar*hr_rc*Tr+Ag*(hr_ca+hw)*Ta)/(Ar*hr_rc+Ag*(hr_ca+hw)); % [K]

    % 5. CÁLCULO PROPIEDADES FLUIDO
    % Primero se define Tm que es la temperatura media del fluido
    Tm=((Ti+To)/2)-273.15; % [°C]
    % Segundo calculo propiedades
    densidad_aceite=-0.90797*Tm+0.00078116*(Tm^2)-2.367e-6*(Tm^3)+1083.25; %
    [kg/m3]
    viscosidad_aceite=densidad_aceite*((1e-3)^2)*exp((544.149/(Tm+114.43))-
    2.59578); % [Pa·s]
    Cp_aceite=(0.002414*Tm+5.9591e-6*(Tm^2)-2.9879e-8*(Tm^3)+4.4172e-
    11*(Tm^4)+1.498)*1e3; % [J/Kg·K]
    conductividad_termica_aceite=-8.19477e-5*Tm-1.92257e-7*(Tm^2)+2.5034e-
    11*(Tm^3)-7.2974e-15*(Tm^4)+0.137743; % [W/m·K]
    entalpia_aceite=1.377*Tm^2+1498*Tm-18340; % [J/Kg]

    % 6. CÁLCULO DE FR,Qu y To

```

```
% Primero se calcula FR.
% Cálculo del gasto másico de aceite [kg/s]
m_aceite=densidad_aceite*vel_aceite*(pi*(Di^2)/4);
% Cálculo de los paramateros adimensionales.
% Número de Reynolds
Re_aceite=densidad_aceite*vel_aceite*Di/viscosidad_aceite;
% Número de Prandlt

Pr_aceite=Cp_aceite*viscosidad_aceite/conductividad_termica_aceite;
% Correlaciones para la obtención de hfi
if Re_aceite<2300
    hfi=4.364*conductividad_termica_receptor/Do;
end
if Re_aceite>2300

hfi=(0.023*(Re_aceite^0.8)*((Pr_aceite)^0.4))*conductividad_termica_recep
tor/Do;

end
% Cálculo del factor de eficiencia F'

F_prima=(1/UL)/((1/UL)+(Do/(hfi*Di))+(Do/(2*conductividad_termica_recept
or))*log(Do/Di)));
% Cálculo del factor de eliminación de calor
FR=(m_aceite*Cp_aceite/(Ar*UL))*(1-exp(-(
UL*F_prima*Ar)/(m_aceite*Cp_aceite)));
% Segundo se calcula Qu
Qu=FR*(Gb*Aa*rendimiento_optico-Ar*UL*(Ti-Ta));
% Tercero se calcula To
To_iter=Ti+(Qu/(m_aceite*Cp_aceite));
% 7. CÁLCULO Tr_iter
Tr_iter=Ta+(Gb*rendimiento_optico*Aa-Qu)/(Ar*UL);
% 8. CÁLCULO DE LOS RESIDUOS
res1=abs(Tg-Tg_iter);
res2=abs(Tr-Tr_iter);
iteracion=iteracion+1;
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
%
%
%
% En este apartado se procederá al cálculo del rendimiento del colector
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
rendimiento_colector=FR*(rendimiento_optico-UL*((Ti-Ta)/(Gb*Aa/Ar)));
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
%
%
%
% 4. LONGITUD DEL COLECTOR
%
%
% En este apartado se procederá al cálculo de la longitud de colector
% necesaria para llevar a cabo un incremento de temperaturas en el
% fluido,
% pasando de 293°C a 393°C. Para ello se realizará un balance de energía
% en
% el colector, despejando de él, la longitud que debería de tener el lazo
% para llevar a cabo dicho incremento de temperaturas.
```

Página | 145

```
numero_lazos_sobredimensionamiento=floor(area_libre/(Lcolector_diseno*Wa)
);
    % Con ese número de lazos extra, se calcula la potencia térmica que
    % ofrecería el campo solar.
    Qu_sobredimensionamiento=Qu*numero_lazos_sobredimensionamiento;
    Qu_campo_solar=Qu_sobredimensionamiento+Qu*numero_lazos;
    % Se calcula el múltiplo solar del que se dispone
    SM=(Qu_campo_solar/Qu_nominal);
    % Se obtiene el área ocupada por TODO el campo solar

area_sobredimensionamiento=numero_lazos_sobredimensionamiento*Wa*Lcolecto
r_diseno;
    area_total_campo_solar=area_sobredimensionamiento+area_ocupada;
end
% Si relación de áreas > 1 no se puede realizar un sobredimensionamiento.
if relacion_areas>1
    disp('No es posible realizar la instalación')
area_total_campo_solar=area_ocupada;
end
```

## 10.5 Cálculo de las emisiones teóricas de CO<sub>2</sub>

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Trabajo Fin de Grado: Emisiones Teóricas en Centrales de Ciclo
Combinado
% Curso: 2014/2015
% Rafael Pérez Álvarez
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% En este script se procederá al cálculo de las emisiones de CO2 que se
% obtendrían si el combustible reaccionase de forma completa con el aire.
% Para la obtención de estas emisiones se realizarán ajustes
% estequiométricos de la combustión. Estos ajustes se realizarán para los
% diferentes componentes que forman la composición del gas natural.
Siendo
% las emisiones de CO2 resultantes la suma de las emisiones de cada
% componente.
% El procedimiento seguido para obtener estas emisiones es el siguiente:
% 1. Se definen los valores iniciales para el cálculo. Estos valores
% iniciales están referidos principalmente a la composición del gas
natural
% y de los pesos moleculares de los diferentes elementos.
% 2. Obtención del gasto másico de combustible que interviene en el
% proceso. La descripción detallada de este procedimiento aparecerá
cuando
% se llegue al mismo.
% 3. Se realiza el balance estequiométrico de los diferentes componentes,
% obteniendo la cantidad de CO2 que se obtendría al producirse la
% combustión del gas natural. Siendo las emisiones totales de CO2 la suma
% de las emisiones de cada componente. Este proceso se realizará para los
% cuatro años que lleva en funcionamiento la central de ciclo combinado
que
% se estudiará, obteniendo las emisiones anuales. Esto se realizará
% multiplicando las emisiones por hora por el número de horas de
% funcionamiento.
% 4. Por último se obtendrán las gráficas que muestran la evolución
% temporal del CO2.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Antes de comenzar se limpia la memoria de Matlab y las gráficas que
% pudiesen estar en pantalla. Además se indica al programa que muestre un
% número elevado de decimales a la hora de mostrar los resultados.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Limpieza de la memoria y de las graficas
clear all
close all
% Se activa la opción de un número elevado de decimales al indicar
los
% resultados
format long
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
% 1. DEFINICIÓN DE LOS VALORES INICIALES
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%

```



```
% En este apartado se definirán los pesos moleculares de los diferentes
% elementos que intervienen en el balance estequiométrico. También se
% definirá la composición del gas natural, con el correspondiente
% porcentaje de cada componente dentro de la composición total.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% MASA ATÓMICA
PMC=12; % masa atómica del carbono.
PMO=16; % masa atómica del oxígeno.
PMH=1; % masa atómica del hidrógeno.
PMN=14; % masa atómica del nitrógeno.
PMCO2=44; % Peso molecular del CO2 [g de CO2/mol de CO2]
%COMPOSICIÓN GAS NATURAL
% En este apartado se indicarán el porcentaje de cada componente. Para
% asegurar de que el porcentaje introducido suma el 100% se ha
% establecido
% un bucle que indicará si este porcentaje es diferente.
porcentaje=0;
while porcentaje~=100
    % Composición de CH4
    a=91.2; % Porcentaje de CH4 respecto a la composición de gas natural
    an=1; % Número de carbonos dentro del CH4
    am=4; % Número de hidrógenos dentro del CH4
    % Composición de C2H6
    b=7.4; % Porcentaje de C2H6 respecto a la composición de gas natural
    bn=2; % Número de carbonos dentro del C2H6
    bm=6; % Número de hidrógenos dentro del C2H6
    % Composición de C3H8
    c=0.8; % Porcentaje de C3H8 respecto a la composición de gas natural
    cn=3; % Número de carbonos dentro del C3H8
    cm=8; % Número de hidrógenos dentro del C3H8
    % Composición de C4H10
    d=0.1; % Porcentaje de C4H10 respecto a la composición de gas natural
    dn=4; % Número de carbonos dentro del C4H10
    dm=10; % Número de hidrógenos dentro del C4H10
    % Composición de C5H12
    e=0.5; % Porcentaje de C5H12 respecto a la composición de gas natural
    en=5; % Número de carbonos dentro del C5H12
    em=12; % Número de hidrógenos dentro del C5H12
    % Para demostrar que la composición del gas natural suma el 100%, se
    % realiza la siguiente comprobación
    porcentaje=a+b+c+d+e;
    if porcentaje~=100
        disp('Por favor revise la composición del gas natural, debido a
que hay algo incorrecto')
    end
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
% 2. CÁLCULO DEL GASTO MÁSIKO DE COMBUSTIBLE
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% En este apartado se procederá al cálculo del gasto másico de
% combustible
% en la turbina de gas.
% El procedimiento de cálculo será el siguiente:
```

```
% A. A partir de unos parámetros iniciales se calculará la temperatura de
% salida del compresor, de forma ideal.
% B. A partir de la definición del rendimiento, se obtendría la
temperatura
% de salida que tendría el fluido.
% C. A través de la aplicación del primer principio de la termodinámica a
% la caldera, se calculará el gasto másico de combustible necesario para
% tener la temperatura deseada a la salida de la caldera
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%                                0.INTRODUCCIÓN DE PARÁMETROS INICIALES
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%TEMPERATURAS
% Temperatura ambiente
Tambiente=16+273.15; % En K
% Temperatura de la caldera
Tcald=1500+273.15; % en K
% COMPRESOR
% Relación de compresión
relacioncompresion=18.5;
% Rendimiento del compresor
rendimientocompresor=0.75;
% TURBINA DE GAS
% Gasto másico de aire en la turbina de gas
maire=730.5; % En kg/s
% Número de turbinas del ciclo
nt=2;
% COMBUSTIBLE
% Poder calorífico inferior del combustible
Li=39900; % En kJ/kg
% PROPIEDADES DEL AIRE
% Poder calorífico del aire a presión constante
Cp=1.001; % En kJ/Kg*K
% Relación de poderes caloríficos del aire
gamma=1.4;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%                                A. Cálculo de la temperatura ideal a la salida del compresor
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% En este apartado se comenzara el proceso para obtener la
% temperatura de salida ideal del compresor. Como se ha supuesto que Cp y
% gamma son constantes (pese a que en la realidad varían con la
% temperatura) se podrá obtener directamente este valor de la
temperatura.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
Tscomp=(Tambiente+273.15)*((relacioncompresion^((gamma-1)/gamma))); % En
K
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
```

```
%      B. Cálculo de la temperatura real a la salida del compresor
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% Una vez obtenida la temperatura de salida ideal se procederá al cálculo
% de la temperatura real a la que saldría el aire del compresor.
% Para ello se partirá de la definición del rendimiento de un compresor.
% Para expresar este rendimiento en función de la temperatura se aplicará
% la hipótesis de gas ideal caloríficamente perfecto y se despejará la
% temperatura de salida del compresor.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
Tscmpr=((Tambiente+273.15)+(Tscompi-
(Tambiente+273.15))/rendimientocompresor); %En K
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%      C. Cálculo del gasto másico de combustible
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% A través de la aplicación del primer principio de la termodinámica a la
% caldera y realizando las siguientes suposiciones, se obtendría la
% expresión necesaria para calcular el gasto másico de UNA turbina de
% gas.
% Las suposiciones realizadas son:
% * Proceso estacionario
% * Diferencias de energía potencial y cinética despreciables, entre la
%   entrada y la salida de la caldera.
% * No se produce trabajo en el interior.
% La potencia térmica suministrada por la caldera puede expresarse como
% el
% gasto másico de combustible por su poder calorífico inferior.
Relacionando
% ambas expresiones se puede obtener el gasto másico de combustible.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
mcomb=mair*Cp*(Tcald-Tscmpr)/Li;
% Como se tienen más de una turbina, se multiplicara el gasto másico
% obtenido anteriormente por el número de turbinas de gas empleadas.
masacombustible=nt*mcomb;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%      3. REALIZACIÓN DEL BALANCE ESTEQUIOMÉTRICO
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% En este apartado se realizarán los balances estequiométricos de
% combustión para el gas natural, estos balances se realizarán por
% componentes, sumando al final las emisiones de CO2 de todos los
% componentes. Estas emisiones se calcularán de forma anual,
multiplicando
% el valor de las emisiones obtenidas [kg/h] por el número de horas de
% funcionamiento anuales. Para reducir el número de líneas de código se
% trabajará de forma matricial.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% PERIODO DE ESTUDIO
% El tiempo de estudio está comprendido entre el 2011, año en el que
% entra en servicio la central y el 2014, año más reciente del que se
% disponen datos.
```

```
% Vector con las horas de funcionamiento anuales de la central.
A=[1940 6083 3446 3928];
% Este vector contiene todas las horas de funcionamiento anuales de la
% central de ciclo combinado, desde el año 2011 (fila 1) hasta el 2014
% (fila 4).
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% CÁLCULO ESTEQUIOMÉTRICO DE LAS EMISIONES %%%%%%%%%%%%%%%
% Como se ha comentado este apartado se realizará de forma matricial, por
% lo que será necesario almacenar los valores de las emisiones en un
vector
% para poder representarlas posteriormente

% Se inicializa el vector donde se almacenarán los valores de CO2
emisionesCO2mcanuales=[0 0 0 0];
% A partir de este punto comenzará el bucle donde se realizará el balance
% estequiométrico. El bucle sirve para calcular todos los valores de las
% emisiones de CO2.
columna=1;
while columna<5
% El parámetro horas de funcionamiento anuales representaría las horas
% anuales que ha estado funcionando la central durante el año de estudio.
horasfuncionamientoanuales=A(columna);
% A partir de este punto se realiza el cálculo estequiométrico
% Estequiometria del CH4
if a==0
emisionesCH4=0;
end
if a~=0
emisionesCH4=an*PMCO2/(an*PMC+am*PMH);
end
emisionesCH4mc=(emisionesCH4*masacombustible)*(a/100); % g de CO2/g
de combustible
% Estequiometria del C2H6
if b==0
emisionesC2H6=0;
end
if b~=0
emisionesC2H6=bn*PMCO2/(bn*PMC+bm*PMH);
end
emisionesC2H6mc=(emisionesC2H6*masacombustible)*(b/100); % g de CO2/g
de combustible
% Estequiometria del C3H8
if c==0
emisionesC3H8=0;
end
if c~=0
emisionesC3H8=cn*PMCO2/(cn*PMC+cm*PMH);
end
emisionesC3H8mc=(emisionesC3H8*masacombustible)*(c/100); % g de CO2/g
de combustible
% Estequiometria del C4H10
if d==0
emisionesC4H10=0;
end
if d~=0
emisionesC4H10=dn*PMCO2/(dn*PMC+dm*PMH);
end
emisionesC4H10mc=(emisionesC4H10*masacombustible)*(d/100); % g de
CO2/g de combustible
% Estequiometria del C5H12
if e==0
```

```
emisionesC5H12=0;
end
if e~=0
emisionesC5H12=en*PMCO2/(en*PMC+em*PMH);
end
emisionesC5H12mc=(emisionesC5H12*masacombustible)*(e/100); % g de
CO2/g de combustible
% Ahora se procederá a calcular las emisiones de CO2 anuales, donde
el
% siguiente valor está expresado en toneladas por año.

emisionesCO2mcanuales(columna)=(emisionesCH4mc+emisionesC2H6mc+emisionesC
3H8mc+emisionesC4H10mc+emisionesC5H12mc)*horasfuncionamientoanuales*3600/
1000;
% Una vez calculadas las emisiones el bucle pasa al siguiente año
columna=columna+1;
end
% Ahora se mostrarán las emisiones de CO2 en el periodo de tiempo
estudiado
disp('Las emisiones teóricas en toneladas por año, producidas durante la
combustión del gas natural en la turbina son:')
disp(emisionesCO2mcanuales)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%           4. EVOLUCIÓN GRÁFICA DE LAS EMISIONES DE CO2 ANUALES
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Ahora se procederá a representar gráficamente la evolución de las
% emisiones de CO2 obtenidas a través del balance estequiométrico, a lo
% largo del periodo analizado.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
y=[2011 2012 2013 2014];
line(y,emisionesCO2mcanuales)
title('Evolución Temporal de las Emisiones Teóricas de CO2')
xlabel('Año') % Etiqueta el eje horizontal
ylabel('Emisiones CO2 [ton]') % Etiqueta el eje vertical
legend('Emisiones Teóricas') % Pone una leyenda
```

## 10.6 Cálculo de las emisiones contaminantes reales

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Trabajo Fin de Grado: Emisiones Reales en Centrales de Ciclo Combinado
% Curso: 2014/2015
% Rafael Pérez Álvarez
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% En este script se procederá al cálculo de las emisiones contaminantes
que
% se producirían durante la combustión.
% Para la obtención de estas emisiones se utilizarán los factores de
% emisión proporcionados por la US EPA. A partir de estos factores de
% emisión y conociendo la potencia neta de la turbina de gas, se podrá
% obtener las emisiones de los diferentes contaminantes.
% Una vez obtenidas estas emisiones se procederá a representar
gráficamente
% las diferentes emisiones.
% El procedimiento seguido para obtener estas emisiones reales es el
% siguiente:
% 1. Se definen los valores iniciales para el cálculo. Estos valores
% iniciales están referidos principalmente a los factores de emisión
además
% de la potencia neta de la turbina de gas y del número de turbinas
% involucradas.
% 2. Cálculo de las emisiones contaminantes a lo largo del periodo de
% estudio.
% 3. Finalmente se representará gráficamente la evolución temporal de las
% diferentes emisiones.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Antes de comenzar se limpia la memoria de Matlab y las gráficas que
% pudiesen estar en pantalla. Además se indica al programa que muestre un
% número elevado de decimales a la hora de mostrar los resultados.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Limpieza de la memoria y de las graficas
clear all
close all
% Se activa la opción de un número elevado de decimales al indicar
los
% resultados
format long
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
% 1. DEFINICIÓN DE LOS VALORES INICIALES
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% En este apartado se definirán los factores de emisión de los diferentes
% contaminantes que se producen durante la combustión del gas natural.
% También se definirá en este apartado la potencia neta de la turbina de
% gas además del número de turbinas involucradas. También se definirán
las
% unidades para poder convertir las que poseen los factores de emisión en
% unidades del sistema internacional.

```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% CONVERSIÓN DE LAS UNIDADES
MBTU = 0.2930710702; %MWh
libra = 0.4535923; %Kilogramos
% EMISION FACTOR'S OF US EPA NATURAL GAS
% A continuación se expondrán los factores de emisión utilizados para
% la obtención de las emisiones de los contaminantes producidos durante
% la combustión del gas natural. Estos valores están sacados de US EPA.
% Para turbinas de gas, estos valores están obtenidos a través de la
% realización de una serie de ensayos.
EF_NOx=3.2E-1;
EF_CO=8.2E-2;
EF_CO2=110;
EF_N2O=0.003;
EF_SO2=3.4E-3;
EF_Metano=8.6E-3;
EF_VOC=2.1E-3;
EF_PM=6.6E-3;
% TURBINA DE GAS
% Número de turbinas de gas involucradas
nt=2;
% Potencia de una de las turbinas de gas [MW]
Potencia=180.212;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
% 2. CÁLCULO DE LAS EMISIONES DE CONTAMINANTES
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% En este apartado se procederá al cálculo de las emisiones de
% contaminantes.
% El procedimiento de cálculo será el siguiente:
% A. Se convierten los factores de emisión al sistema internacional
% B. Se construye una matriz en la cual se irán almacenando los valores
de
% cada contaminantes para cada periodo de estudio.
% C. Se almacena en la matriz construida los valores de las emisiones
para
% cada periodo de estudio. Para ello se multiplicará el factor de emisión
% por la potencia de las turbinas de gas y por el número de horas de
% funcionamiento.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
% A.CONVERSIÓN DE LOS FACTORES DE EMISIÓN
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Está en lb/MBTU, para su posterior uso se pasarán estas unidades a
% sistema internacional. Los valores obtenidos estarán en kg/MWh, a
% excepción de E_CO2 (emisiones de CO2) que estarán en ton/MWh
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
E_NOx=((EF_NOx*libra/MBTU));
E_CO=((EF_CO*libra/MBTU));
E_CO2=((EF_CO2*libra/MBTU))/1000;
E_N2O=((EF_N2O*libra/MBTU));
E_SO2=((EF_SO2*libra/MBTU));
```

```

E_Metano=((EF_Metano*libra/MBTU));
E_VOC=((EF_VOC*libra/MBTU));
E_PM=((EF_PM*libra/MBTU));
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%
%           B.CONSTRUCCIÓN DE LA MATRIZ DE ALMACENAMIENTO
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% El tiempo de estudio está comprendido entre el 2011, año en el que
% entra en servicio la central y el 2014, año más reciente del que se
% disponen datos.
horasanuales=[1940;6083;3446;3928];
% Cálculo de la potencia de las turbinas de gas.
PotTG=Potencia*nt;
% CONSTRUCCIÓN DE LA MATRIZ DE EMISIONES A.
A=[0 0 0 0 0 0 0 0;
   0 0 0 0 0 0 0 0;
   0 0 0 0 0 0 0 0;
   0 0 0 0 0 0 0 0];
% Esta Matriz contiene todas las horas de funcionamiento de la central de
% ciclo combinado, desde el año 2011 (fila 1) hasta el 2014 (fila 4),
% donde está separadas meses donde enero es la columna, hasta diciembre
% que
% es la columna 12. La columna 13 está reservada para las horas anuales
% de funcionamiento.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%           C.ALMACENAMIENTO DE LAS EMISIONES EN LA MATRIZ
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% En este apartado se almacenarán las emisiones obtenidas al multiplicar
% el
% factor de emisión por la potencia y las horas de funcionamiento de la
% central.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Genera un marcador de la columna, que permita "rellenar" de forma
% automática la matriz de emisiones.
a=1;
while a<5
% Se carga el número de horas de funcionamiento de la turbina de gas
horasfuncionamientoanuales=horasanuales(a);
% Se calculan las emisiones producidas en las turbinas de gas.
A(a,1)=(E_NOx*PotTG)*horasfuncionamientoanuales;
A(a,2)=(E_CO*PotTG)*horasfuncionamientoanuales;
A(a,3)=(E_CO2*PotTG)*horasfuncionamientoanuales;
A(a,4)=(E_N2O*PotTG)*horasfuncionamientoanuales;
A(a,5)=(E_SO2*PotTG)*horasfuncionamientoanuales;
A(a,6)=(E_Metano*PotTG)*horasfuncionamientoanuales;
A(a,7)=(E_VOC*PotTG)*horasfuncionamientoanuales;
A(a,8)=(E_PM*PotTG)*horasfuncionamientoanuales;
% Una vez calculadas todas las filas, se pasa a la siguiente columna
a=a+1;
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%

```



```
%
%      4. EVOLUCIÓN GRÁFICA DE LAS EMISIONES DE CONTAMINANTES
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Ahora se procederá a representar gráficamente la evolución de las
% emisiones obtenidas a través de los factores de emisión a lo largo del
% periodo analizado.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Se generan los vectores de los diferentes contaminantes atmosféricos y
el
% vector de tiempo.
% VECTOR DE TIEMPO
y=[2011 2012 2013 2014];
% VECTORES DE EMISIONES
EmisionesNOx=[A(1,1) A(2,1) A(3,1) A(4,1)];
EmisionesCO=[A(1,2) A(2,2) A(3,2) A(4,2)];
EmisionesCO2=[A(1,3) A(2,3) A(3,3) A(4,3)];
EmisionesN2O=[A(1,4) A(2,4) A(3,4) A(4,4)];
EmisionesSO2=[A(1,5) A(2,5) A(3,5) A(4,5)];
EmisionesMetano=[A(1,6) A(2,6) A(3,6) A(4,6)];
EmisionesVOC=[A(1,7) A(2,7) A(3,7) A(4,7)];
EmisionesPM=[A(1,8) A(2,8) A(3,8) A(4,8)];
% Se representan ahora en la misma gráfica las diferentes emisiones de
% contaminantes
figure
hold on
plot(y,EmisionesCO2,'k')
plot(y,EmisionesNOx,'y')
plot(y,EmisionesCO,'g')
plot(y,EmisionesN2O,'r')
plot(y,EmisionesSO2,'c')
plot(y,EmisionesMetano,'m')
plot(y,EmisionesVOC,'r')
plot(y,EmisionesPM,'b')
title('Evolución Emisiones')
xlabel('Año') % Etiqueta el eje horizontal
ylabel('Emisiones ') % Etiqueta el eje vertical
legend('CO2 [ton]','NOx [kg]','CO [kg]','N2O [kg]','SO2 [kg]','CH4
[kg]','VOC [kg]','PM [kg]') % Pone una leyenda
hold off
% En el caso de que se desee obtener una representación más detallada de
% estos contaminantes, se han representado por separado, para que puedan
% apreciarse mejor.
i=input('Si desea conocer la evolución de los diferentes componentes por
separado, pulse 1');
if i==1
% REPRESENTACIÓN DE NOx Y CO
figure
hold on
plot(y,EmisionesNOx,'b')
plot(y,EmisionesCO,'g')
title('Evolución Emisiones de NOx y CO')
xlabel('Año') % Etiqueta el eje horizontal
ylabel('Emisiones [kg/año]') % Etiqueta el eje vertical
legend('NOx','CO') % Pone una leyenda
hold off
% REPRESENTACIÓN DE N2O, SO2, CH4, VOC, PM
figure
hold on
```

```

plot(y,EmisionesN2O,'r')
plot(y,EmisionesSO2,'c')
plot(y,EmisionesMetano,'m')
plot(y,EmisionesVOC,'b')
plot(y,EmisionesPM,'k')
title('Evolución Emisiones de N2O, SO2, CH4, VOC y PM')
xlabel('Año') % Etiqueta el eje horizontal
ylabel('Emisiones [kg/año]') % Etiqueta el eje vertical
legend('N2O', 'SO2', 'CH4', 'VOC', 'PM') % Pone una leyenda
hold off
% REPRESENTACIÓN DE CO2
figure
plot(y,EmisionesCO2,'k')
title('Evolución Emisiones de CO2')
xlabel('Año') % Etiqueta el eje horizontal
ylabel('Emisiones CO2 [Kg]') % Etiqueta el eje vertical
legend('Emisiones CO2') % Pone una leyenda
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% REPRESENTACIÓN GRÁFICA EN FORMA DE HISTODRAMA
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
% Para apreciar la desigual distribución de los factores de emisión, se
% representarán en un Histograma en el cual se puede diferenciar a simple
% vista las proporciones de cada contaminante.
q=input('Introduzca el año en el cual desea conocer la distribución de
contaminantes.\n');
Q=q-2010;
x=[A(Q,1) A(Q,2) A(Q,3) A(Q,4) A(Q,5) A(Q,6) A(Q,7) A(Q,8)];
figure
subplot(2,2,1)
bar(x)
ylabel('Kg de contaminante'); % Etiqueta el eje vertical
title('Emisiones de la Turbina de gas'); % Título del gráfico
legend('CO2 [ton]', 'NOx [kg]', 'CO [kg]', 'N2O [kg]', 'SO2 [kg]', 'CH4
[kg]', 'VOC [kg]', 'PM [kg]')
end
% Como el CO2 es el contaminante más abundante y no permite observar la
% proporción del resto de contaminantes se eliminará. Representando así
en
% un Histograma las diferentes emisiones.
X=[A(Q,1) A(Q,2) A(Q,4) A(Q,5) A(Q,6) A(Q,7) A(Q,8)];
subplot(2,2,3)
bar(X)
ylabel('Kg de contaminante/año'); % Etiqueta el eje vertical
title('Emisiones de la Turbina de gas (exceptuando CO2)'); % Título del
gráfico
legend('NOx [kg]', 'CO [kg]', 'N2O [kg]', 'SO2 [kg]', 'CH4 [kg]', 'VOC
[kg]', 'PM [kg]');

```